

**Grado Universitario en Ingeniería en Tecnologías
Industriales
2016-2017**

Trabajo Fin de Grado

**“Estimación de las condiciones de
trabajo del neumático mediante
extensiometría y lógica difusa”**

Noelia Sánchez de Rojas Fernández

Tutor

Jorge Yunta Ramírez

Leganés, octubre de 2017

Título: Estimación de las condiciones de trabajo del neumático mediante extensiometría y lógica difusa.

Autora: Noelia Sánchez de Rojas Fernández

Tutor: D. Jorge Yunta Ramírez

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____
de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de
Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

Me gustaría agradecer a mi tutor, Jorge Yunta Ramírez, el tiempo, la dedicación y la atención que me ha brindado desde el primer momento, que ha sido imprescindible para que este trabajo pudiera llevarse a cabo. Ha sido un placer aprender y trabajar a su lado. También me gustaría agradecer al Dr. Daniel García-Pozuelo, por darme la oportunidad y la confianza para emprender este proyecto, además de los consejos recibidos más allá de este trabajo.

Gracias a mis padres, por estar a mi lado en los días buenos y en los no tan buenos, por no dejar que me rindiera y confiar en mí. Y por supuesto, gracias por ofrecerme siempre lo mejor, sobre todo los consejos y palabras de aliento que en muchos momentos he necesitado.

Gracias a Jesús, con el que he tenido la suerte de recorrer este duro camino tan largo, pero que a su lado se ha hecho mucho más corto. Por animarme, por entenderme, por haber sido un pilar fundamental en estos años y porque espero que lo siga siendo durante muchos más.

Gracias a mi abuela, a mi familia, amigas y amigos, que muchas veces no he podido ver todo lo que quisiera, pero que me han apoyado y han estado ahí siempre que los he necesitado.

Resumen

Los neumáticos son uno de los subsistemas más importantes en la dinámica de vehículos, por ello, el conocimiento de las condiciones de trabajo del mismo puede resultar de gran utilidad para otros sistemas de control como el ESP, ABS o TCS. En este trabajo, se ha utilizado la lógica difusa para realizar estimaciones de las fuerzas verticales y el ángulo de deriva sobre un neumático a partir de las deformaciones registradas mediante extensimetría en la superficie interior de su banda de rodadura.

En primer lugar, se contextualizará el problema introduciendo algunos conceptos teóricos y describiendo la influencia de parámetros importantes sobre los neumáticos, como son la presión de inflado, velocidad y, más en profundidad, la carga vertical y ángulo de deriva.

Posteriormente, se analizarán las curvas de deformación obtenidas a lo largo del perímetro del neumático con sus puntos más significativos, es decir, los que aportan más información útil para el estudio, y se extraerán las principales conclusiones del análisis de datos. Después, se llevará a cabo la implementación en la herramienta Fuzzy Logic, donde se relacionarán cada uno de los parámetros que intervienen. Se creará una aplicación en Simulink, en la que se mostrarán los resultados de las estimaciones en función de los valores de entrada del modelo. Por último, se realizarán simulaciones de posibles maniobras de conducción con esas estimaciones, comparando los resultados con los datos experimentales.

Abstract

In this work, the tread tire deformation under different work conditions has been measured by means of strain sensors. During the tests, some key parameters for the tire's performance such as the vertical load, rolling speed or slip angle have been changed. After that, some estimations of the vertical load and the slip angle have carried out using fuzzy logic

First, in order to analyse the collected data, the theoretical influence of the above-mentioned parameters on the tire's deformation will be introduced and describe.

Later, the strain curves obtained along the perimeter of the tire will be analyzed, contrasting the behaviour of the most significant points, which provide more useful information about the tire working conditions. Besides, the main conclusions of the data analysis will be extracted. Then, considering these significant points, a fuzzy logic implementation that relates the involved parameters will be carried out. Finally, a series of simulations of common driving maneuvers will be simulated by Simulink to validate the estimation results using experimental data.

Índice de contenido

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1.	Introducción	1
1.2.	Objetivos	3
1.3.	Estructura	3
2.	CONOCIMIENTOS TEÓRICOS	5
2.1.	Neumáticos.....	5
2.1.1.	Partes de un neumático.....	5
2.1.2.	Tipos de neumáticos según la estructura de la carcasa.....	8
2.1.3.	Neumáticos con cámara y sin cámara	11
2.1.4.	Funciones de los neumáticos.....	11
3.	ESTADO DEL ARTE.....	13
3.1.	El neumático inteligente.....	13
3.2.	Parámetros de influencia en el comportamiento del neumático	14
3.2.1.	Presión.....	14
3.2.2.	Velocidad	15
3.2.3.	Carga vertical	16
3.2.4.	Ángulo de deriva	19
4.	EQUIPAMIENTO Y METODOLOGÍA	25
4.1.	Equipamiento	25
4.1.1.	Neumático	25
4.1.2.	Banco de ensayos	27
4.1.3.	Galgas extensiométricas	28
4.1.4.	Equipo de adquisición de datos	31
4.1.5.	Matlab.....	33
4.1.5.1.	FuzzyLogic	33
4.1.5.2.	Simulink.....	37
4.2.	Instrumentación del neumático	37
4.3.	Metodología	40
5.	ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES.....	43
5.1.	Obtención de curvas representativas	43
5.2.	Análisis de puntos significativos (máximos y mínimos de tracción/compresión y offset).....	44

5.3.	Influencia de la presión	44
5.4.	Influencia de la velocidad.....	51
5.5.	Influencia de la carga	54
5.6.	Influencia del ángulo de deriva	58
6.	IMPLEMENTACIÓN EN FUZZY LOGIC.....	63
6.1.	Planteamiento	63
6.2.	Búsqueda de una aproximación óptima para cada presión.....	64
6.2.1.	Presión de 0.8 bar	65
6.2.2.	Presión de 1 bar	67
6.2.3.	Presión de 1.2 bar	67
6.2.4.	Presión de 1.4 bar	68
6.3.	Creación de las funciones y reglas en la herramienta Fuzzy Logic.....	69
6.3.1.	Presión de 0.8 bar	73
6.3.2.	Presión de 1 bar	76
6.3.3.	Presión de 1.2 bar	78
6.3.4.	Presión de 1.4 bar	81
6.4.	Análisis de las estimaciones de los modelos creados en Simulink.....	83
6.4.1.	Presión de 0.8 bar	85
6.4.2.	Presión de 1 bar	87
6.4.3.	Presión de 1.2 bar	89
6.4.4.	Presión de 1.4 bar	91
6.5.	Implementación conjunta en Simulink.....	93
7.	RESULTADOS DE SIMULACIÓN.....	96
7.1.	Presión 0.8 bar.....	96
7.2.	Presión 1 bar.....	97
7.3.	Presión 1.2 bar.....	98
7.4.	Presión 1.4 bar.....	99
7.5.	Cálculo de errores y tiempo de simulación	100
8.	ESTUDIO ECONÓMICO.....	102
9.	CONCLUSIONES	104
9.1.	Conclusiones	104
9.2.	Futuros estudios.....	105
	Bibliografía.....	106

Índice de figuras

<i>Figura 2.1. Sección transversal de un neumático.....</i>	<i>5</i>
<i>Figura 2.2. Neumático con carcasa diagonal.....</i>	<i>8</i>
<i>Figura 2.3. Neumático radial.....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 2.4 (a) Huella de contacto de un neumático diagonal y (b) radial</i>	<i>10</i>
<i>Figura 3.1. Efecto de la presión sobre el neumático</i>	<i>15</i>
<i>Figura 3.2. Capacidad de agarre lateral de un neumático en función de la fuerza vertical y el ángulo de deriva.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 3.3. (a) Reacciones y momento sobre el vehículo en la descripción de la curva y (b) Momento compensatorio en la transferencia de carga.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 3.4. Deformación de la huella del neumático por efecto del ángulo de deriva</i>	<i>20</i>
<i>Figura 3.5. Evolución de las fuerzas laterales en función del ángulo de deriva</i>	<i>21</i>
<i>Figura 3.6. Evolución de la huella por efecto de la deriva con velocidad creciente.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 4.1. Neumático utilizado en los ensayos</i>	<i>25</i>
<i>Figura 4.2. Sección y materiales de un neumático tipo Dunlop Tubeless</i>	<i>26</i>
<i>Figura 4.3. Tambor dinamométrico del laboratorio.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 4.4. Tambor dinamométrico con neumático variando el ángulo de deriva</i>	<i>28</i>
<i>Figura 4.5. Galga extensiométrica</i>	<i>29</i>
<i>Figura 4.6. Disposición de las galgas extensiométricas en una roseta</i>	<i>31</i>
<i>Figura 4.7. (a) Baterías del Somat Serie 2000 y (b) otros componentes del Somat Serie 2000 .</i>	<i>32</i>
<i>Figura 4.8. Montaje del equipo Somat Serie 2000 en la llanta</i>	<i>32</i>
<i>Figura 4.9. Pantalla de inicio de Fuzzy Logic con las variables de entrada y salida</i>	<i>35</i>
<i>Figura 4.10. Definición de las funciones de pertenencia de las variables en Fuzzy Logic</i>	<i>35</i>
<i>Figura 4.11. Introducción de las reglas en un sistema de Fuzzy Logic.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 4.12. Diagrama de funcionamiento de un controlador difuso</i>	<i>37</i>
<i>Figura 4.13. Limpieza sobre la superficie interior del neumático para la colocación de las galgas</i>	<i>38</i>
<i>Figura 4.14. Pegado de las galgas</i>	<i>38</i>
<i>Figura 4.15. Colocación de una roseta sobre la superficie interior del neumático</i>	<i>39</i>
<i>Figura 4.16. Disposición de los canales de medición.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 4.17. Sujeción de dos de las rosetas en la superficie interior del neumático.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 4.18. Posición de las válvulas de la llanta para la introducción de los cables</i>	<i>40</i>
<i>Figura 4.19. Diagrama conceptual general.....</i>	<i>42</i>

<i>Figura 5.1. Deformaciones obtenidas por unidad de tiempo en el ensayo</i>	43
<i>Figura 5.2. Deformaciones en dirección transversal a lo largo del perímetro del neumático en función de la presión (250 N, 30 km/h, 8°)</i>	45
<i>Figura 5.3. Deformaciones en dirección longitudinal a lo largo del perímetro del neumático en función de la presión (250 N, 30 km/h, 8°)</i>	46
<i>Figura 5.4. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la presión (10 km/h, 500 N, 4°)</i>	47
<i>Figura 5.5. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la presión (10 km/h, 500 N, 4°)</i>	48
<i>Figura 5.6. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la presión (10 km/h, 500 N, 4°)</i>	48
<i>Figura 5.7. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la presión (50 km/h, 250 N, 2°)</i>	49
<i>Figura 5.8. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la presión (50 km/h, 250 N, 2°)</i>	49
<i>Figura 5.9. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la presión (50 km/h, 250 N, 2°)</i>	50
<i>Figura 5.10. Valores máximos del offset de las deformaciones longitudinales para cada velocidad y presión</i>	50
<i>Figura 5.11. Deformaciones longitudinales a lo largo del perímetro del neumático en función de la velocidad (1.2 bar, 250 N, 8°)</i>	51
<i>Figura 5.12. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la presión (0.8 bar, 500 N, 4°)</i>	52
<i>Figura 5.13. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la presión (0.8 bar, 500 N, 4°)</i>	53
<i>Figura 5.14. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la presión (0.8 bar, 500 N, 4°)</i>	53
<i>Figura 5.15. Deformaciones en dirección lateral a lo largo del perímetro del neumático en función de la carga (1.2 bar, 30 km/h, 8°)</i>	54
<i>Figura 5.16. Deformaciones en dirección longitudinal a lo largo del perímetro del neumático en función de la carga (1.2 bar, 30 km/h, 8°)</i>	55
<i>Figura 5.17. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la carga (0.8 bar, 10 km/h, 4°)</i>	56
<i>Figura 5.18. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la carga (0.8 bar, 10 km/h, 4°)</i>	56
<i>Figura 5.19. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección transversal en función de la carga (0.8 bar, 50 km/h, 10°)</i>	57

<i>Figura 5.20. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la carga (0.8 bar, 10 km/h, 4°)</i>	<i>57</i>
<i>Figura 5.21. Deformaciones en dirección longitudinal a lo largo del perímetro del neumático en función del ángulo (1.2 bar, 250 N, 10 km/h).....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 5.22. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función del ángulo (0.8 bar, 10 km/h, 500 N)</i>	<i>59</i>
<i>Figura 5.23. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función del ángulo (0.8 bar, 10 km/h, 500 N)</i>	<i>60</i>
<i>Figura 5.24. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función del ángulo (0.8 bar, 10 km/h, 500 N)</i>	<i>60</i>
<i>Figura 5.25. Evolución de los valores de offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la velocidad y el ángulo (1 bar)</i>	<i>61</i>
<i>Figura 5.26. Evolución de los valores de offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la velocidad y el ángulo (1.2 bar).....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 6.1. Representación de las entradas y salidas del sistema en FuzzyLogic.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 6.2. Diagrama conceptual sobre la implementación en Fuzzy Logic</i>	<i>64</i>
<i>Figura 6.3. Funciones de pertenencia de la variable Velocidad en FuzzyLogic</i>	<i>70</i>
<i>Figura 6.4. Funciones de pertenencia de la variable Ángulo en FuzzyLogic.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 6.5. Funciones de pertenencia de la variable Carga en FuzzyLogic</i>	<i>71</i>
<i>Figura 6.6. Funciones de pertenencia de la variable Ey_in para 0.8 bar</i>	<i>73</i>
<i>Figura 6.7. Funciones de pertenencia de la variable Ey_out para 0.8 bar</i>	<i>74</i>
<i>Figura 6.8. Funciones de pertenencia de la variable Ex_offset para 0.8 bar</i>	<i>75</i>
<i>Figura 6.9. Funciones de pertenencia de la variable Ey_in para 1 bar</i>	<i>76</i>
<i>Figura 6.10. Funciones de pertenencia de la variable Ey_out para 1 bar</i>	<i>76</i>
<i>Figura 6.11. Funciones de pertenencia de la variable Ex_offset para 1 bar</i>	<i>77</i>
<i>Figura 6.12. Funciones de pertenencia de la variable Ey_in para 1.2 bar</i>	<i>78</i>
<i>Figura 6.13. Funciones de pertenencia de la variable Ey_out para 1.2 bar</i>	<i>79</i>
<i>Figura 6.14. Funciones de pertenencia de la variable Ex_offset para 1.2 bar</i>	<i>79</i>
<i>Figura 6.15. Funciones de pertenencia de la variable Ey_in para 1.4 bar</i>	<i>81</i>
<i>Figura 6.16. Funciones de pertenencia de la variable Ey_out para 1.4 bar</i>	<i>82</i>
<i>Figura 6.17. Funciones de pertenencia de la variable Ex_offset para 1.4 bar</i>	<i>83</i>
<i>Figura 6.18. Sistema creado en Simulink para obtener las estimaciones de la carga y el ángulo para cada presión</i>	<i>85</i>
<i>Figura 6.19. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (0.8 bar, 50 km/h, 0°).....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 6.20. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (0.8 bar, 10 km/h, 8°).....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 6.21. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (0.8 bar, 50 km/h)</i>	<i>87</i>
<i>Figura 6.22. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1 bar, 10 km/h, 2°).....</i>	<i>87</i>

<i>Figura 6.23. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1 bar, 10 km/h, 8°).....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 6.24. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (1 bar, 10 km/h)</i>	<i>88</i>
<i>Figura 6.25. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.2 bar, 10 km/h, 2°).....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 6.26. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.2 bar, 30 km/h, 4°).....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 6.27. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (1.2 bar, 30 km/h)</i>	<i>91</i>
<i>Figura 6.28. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.4 bar, 30 km/h, 2°).....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 6.29. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.4 bar, 50 km/h, 2°).....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 6.30. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (1.4 bar, 10 km/h)</i>	<i>93</i>
<i>Figura 6.31. Modelo de Simulink unificado para la estimación de la carga y el ángulo a cualquier presión</i>	<i>94</i>
<i>Figura 6.32. Bloque If Action Subsystem de Simulink</i>	<i>95</i>
<i>Figura 6.33. Código de la función Matlab del sistema unificado.....</i>	<i>95</i>
<i>Figura 7.1. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 10 km/h (0.8 bar).....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 7.2. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 10 km/h (0.8 bar).....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 7.3. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 30 km/h (1 bar).....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 7.4. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 30 km/h (1 bar).....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 7.5. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 50 km/h (1.2 bar).....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 7.6. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 50 km/h (1.2 bar).....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 7.7. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 10 km/h (1.4 bar).....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 7.8. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 10 km/h (1.4 bar).....</i>	<i>100</i>

Índice de tablas

<i>Tabla 6.1. Intervalos de trabajo de la deformación en 0.8 bar.....</i>	<i>66</i>
<i>Tabla 6.2. Intervalos de trabajo de las deformaciones en 1 bar.....</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 6.3. Intervalos de trabajo de las deformaciones en 1.2 bar.....</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 6.4. Intervalos de trabajo de las deformaciones en 1.4 bar.....</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 6.5. Ensayos para el estudio de la flexibilidad en la estimación de la carga (1.2 bar, 10 Km/h, 2°, 750 N y 1000 N).....</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 7.1. Errores de las simulaciones.....</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 8.1. Costes de instrumentación y software.....</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 8.2. Costes de personal.....</i>	<i>102</i>
<i>Tabla 8.3. Costes totales</i>	<i>103</i>

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Introducción

El primer vehículo que pudo denominarse automóvil apareció en 1769, con un invento del ingeniero militar francés Nicolas-Joseph Cugnot (1725-1804). El automóvil, que fue concebido para transportar artillería, funcionaba con el vapor de una caldera y constaba de dos ruedas delanteras y una trasera, a modo de triciclo.

En los años posteriores, se siguieron diseñando modelos que funcionaban a vapor, pero entrañaban un problema de calentamiento excesivo y se comenzó a buscar otras alternativas al modo de propulsión. Es entonces, cuando se desarrollaron los motores de automóvil que trabajan con aceite y más adelante, con carbón. Fue finalmente, en 1864 cuando el judío alemán Siegfried Marcus construiría el primer automóvil de combustión interna, en el que siguió trabando para su mejora durante muchos años, sin embargo, no llegó a patentar el vehículo y la mayor parte de su obra fue destruida en la Segunda Guerra Mundial. Es por ello, que se considera a Karl Benz el primero en crear el automóvil de combustión interna en 1886, que comenzó a comercializar a partir de 1888. Era un triciclo con un motor de cuatro tiempos. Tres años después patentaría el primero a cuatro ruedas.

El siglo XX vino marcado por un *boom* en la producción automovilística. El 90 % de la producción mundial estaba a cargo de Estados Unidos, y con el paso del tiempo, otros países como Japón y China fueron entrando en el sector, desbancando en ocasiones a Estados Unidos como líder en la producción. Esta época estuvo marcada por grandes marcas como la Ford Motor Company, Peugeot o Toyota. Tras la Segunda Guerra Mundial, los automóviles fueron mejorando en eficiencia y seguridad (1).

El sector del automóvil ha experimentado en apenas unas décadas una evolución enorme. La aparición de nuevas tecnologías ha ido modernizando todos los aspectos y elementos del automóvil, desde el diseño hasta el modo de combustión. Las nuevas necesidades y deseos de la sociedad moderna han influido en gran medida al cambio en el aspecto con diseños modernos y cada vez más ecológicos. Todo ello hace que el

sector automovilístico sea, dentro del campo de la ingeniería, de los que más evolución e innovaciones sufren.

La seguridad ha ido cobrando más importancia con la aparición de nuevas tecnologías y el aumento en la velocidad de los automóviles. Se han desarrollado sistemas de seguridad activa y pasiva con el propósito de mejorar la seguridad vial del conductor y demás ocupantes. Entre los sistemas activos se encuentran (2):

- Sistemas como el ABS, que evitan el bloqueo de las ruedas en la frenada;
- Sistemas de dirección, que se endurecen a velocidades altas para evitar desestabilizar en exceso el vehículo ante un pequeño movimiento;
- Sistemas de suspensión, compuestos por barras estabilizadoras que controlan el movimiento del coche en tramos curvos y absorben los obstáculos durante el trayecto;
- Sistemas de control de estabilidad (ESP), que deciden que ruedas deben frenar después de analizar la velocidad de las llantas, la posición del volante y la del pedal del acelerador para evitar el descontrol del vehículo;
- Los neumáticos, diseñados para proporcionar la máxima adherencia posible ante cualquier condición o situación meteorológica;
- La iluminación de los faros, que facilita la visión del camino, tanto la propia como la de los otros vehículos.

Entre los sistemas de seguridad pasiva, aparecen (2):

- Cinturones de seguridad, que se bloquean si se detecta una fuerte frenada o impacto para que los pasajeros no salgan despedidos.
- Airbags, elementos que se inflan en el momento de una colisión para amortiguar el impacto de las personas contra alguna zona del vehículo.
- Chasis y carrocería, que absorben la energía de una colisión en forma de deformación, mermando el impacto en interior del vehículo.
- Cristales, que se diseñan para no resultar dañinos en caso de rotura.
- Reposacabezas, que protegen la parte cervical en los impactos.

De todos los sistemas de seguridad mencionados, este trabajo se centra en analizar el comportamiento de los neumáticos, pues son los únicos elementos del automóvil en

contacto con el terreno y desempeñan funciones tan importantes como la de transmitir los esfuerzos del desplazamiento, favorecer la rodadura y asegurar la estabilidad.

En la actualidad, numerosos estudios se centran en desarrollar sistemas de control que aporten información sobre las fuerzas y momentos actuantes sobre ellos.

1.2. Objetivos

El principal objetivo de este trabajo es estimar la carga vertical y el ángulo de deriva al que está sometido un neumático, a partir de la deformación registrada mediante técnicas extensiométricas en la superficie interior de la banda de rodadura, y otras condiciones de trabajo, como la presión de inflado y la velocidad. El método empleado para obtener dichas estimaciones ha sido la lógica difusa, gracias a la implementación en una herramienta de Matlab, denominada Fuzzy Logic. Previamente, se ha llevado a cabo el procesamiento y análisis de datos, estudiando la influencia de las condiciones de trabajo en la deformación del neumático y los puntos más significativos de las curvas de deformación para cada caso.

Así mismo, se probará la viabilidad de las galgas extensiométricas para el desarrollo del neumático inteligente y que se pueden estimar las fuerzas y ángulo con los datos de deformación registrados por las mismas.

1.3. Estructura

El trabajo se ha dividido en ocho capítulos para facilitar el seguimiento y comprensión.

Capítulo 1. Es el actual capítulo, en el cual se ha realizado una pequeña introducción y se han señalado los objetivos del trabajo.

Capítulo 2. CONOCIMIENTOS TEÓRICOS. En este capítulo se describen las características y principales funciones de los neumáticos.

Capítulo 3. ESTADO DEL ARTE. Se explica la influencia de los parámetros que intervienen en el estudio sobre la deformación del neumático y, en general, de qué manera afecta al estado de éste.

Capítulo 4. EQUIPAMIENTO Y METODOLOGÍA. Se detallan los materiales empleados en el ensayo y los pasos seguidos en el mismo.

Capítulo 5. ANÁLISIS DE LOS DATOS EXPERIENTALES. Se evalúan los resultados obtenidos de la deformación en función de cada parámetro y se sacan conclusiones sobre cómo evolucionan con la variación de cada uno.

Capítulo 6. IMPLEMENTACION EN FUZZY LOGIC. Se explica el proceso seguido desde la elección de los puntos significativos con los que se trabajar en la herramienta Fuzzy Logic hasta que se unifican todos los programas creados en Simulink.

Capítulo 7. RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. Se muestran las simulaciones de casos reales del funcionamiento de un neumático durante la rodadura a partir de los programas creados del apartado anterior.

Capítulo 8. CONCLUSIONES. Se establecen una serie de conclusiones finales acerca del estudio y trabajo realizado. Se proponen además posibles futuros estudios en la misma línea de este trabajo que completen u optimicen los resultados.

2. CONOCIMIENTOS TEÓRICOS

2.1. Neumáticos

Como único elemento de contacto entre el vehículo y la calzada, los neumáticos son un elemento clave en la estabilidad y seguridad de los vehículos, entre otros aspectos. Existen numerosos tipos de neumáticos en función de la estructura interna y la escultura de la banda de rodadura, entre otras características. La elección de un tipo u otro de neumático depende del tipo de vehículo, las condiciones de la calzada, y las condiciones de circulación.

A continuación, se presentan los elementos constructivos más importantes de los neumáticos.

2.1.1. Partes de un neumático

El neumático, compuesto fundamentalmente de caucho, tiene distintos elementos constructivos que lo dotan de la resistencia y flexibilidad necesarias para proporcionar un buen rendimiento y soportar los esfuerzos a los que son sometidos. Estos elementos, indicados en la *Figura 2.1*, se describen brevemente a continuación (3) (4).

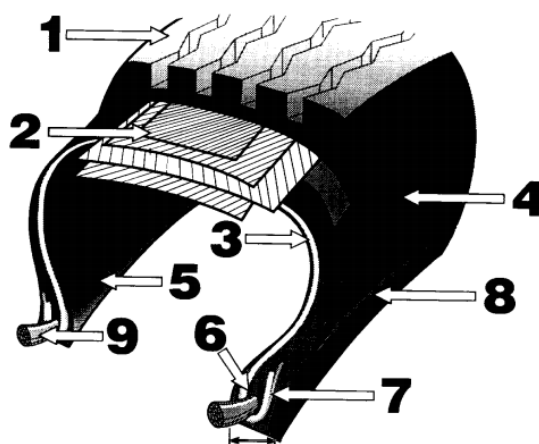


Figura 2.1. Sección transversal de un neumático

1. Banda de rodadura

Es la parte exterior del neumático que está en contacto con la calzada y, por tanto, la encargada de la adherencia y la que sufre mayor desgaste. Suele estar fabricada de goma o caucho, compuestas de estireno, butadieno, negro de humo, aceite, agentes vulcanizantes y demás compuestos químicos.

La forma de la sección de la banda de rodadura, el diseño, la escultura y su composición son aspectos determinantes de la resistencia al desgaste, la temperatura y la tracción y frenada que sea capaz de ofrecer.

Las funciones principales de la banda de rodadura son:

- Proporcionar adherencia, cualquiera que sea el tipo de calzada y el estado de la misma (seco, húmedo, mojado). Durabilidad y resistencia al desgaste.
- Resistencia baja a la rodadura.
- Rodadura silenciosa para favorecer el confort.
- Favorecer el manejo del vehículo.

2. Cinturón estabilizador

Está compuesto por capas de acero conformadas por cables acero revestidos de goma, estos hilos metálicos se disponen de forma triangular para proporcionar mayor rigidez. El cinturón se sitúa encima de la carcasa y por debajo de la banda de rodadura en la dirección de avance del neumático.

Sus funciones son proporcionar estabilidad y resistencia a la banda de rodadura, protegerla de picaduras, evitar deformaciones excesivas en el neumático causadas por la fuerza centrífuga y las sollicitaciones externas que favorecen la deriva y además, favorecer la absorción de esfuerzos verticales provocados por obstáculos o irregularidades del terreno, por lo que también debe ser flexible en esa dirección.

3. Carcasa

La carcasa (también conocida como capa radial) y el cinturón estabilizador contienen el aire en el interior del neumático. Su estructura es flexible y está formada

por hilos textiles o de acero recubiertos de goma, forman arcos rectos hasta el aro del talón.

La carcasa se encarga de transmitir los esfuerzos desde la banda de rodadura hasta la llanta, soportar la carga y velocidad, ayudar a la estabilidad, confort y rendimiento energético.

4. Flanco o pared lateral

Es la parte que se encuentra entre la banda de rodadura y los talones. Su función principal es resistir los esfuerzos de flexión, pero también proteger la carcasa que se encuentra en el interior.

5. Sellantes

Son capas que reemplazan las funciones de las cámaras de aire. Contiene el aire en su interior y resiste la presión.

6. Relleno

Es una goma que mejora la transición de la zona más rígida del neumático a la más flexible, es decir, desde el talón hasta la parte inferior de la pared lateral. Proporciona rigidez y mejora el anclaje entre el neumático y la llanta.

7. Refuerzo del talón

Son cables de acero que se introducen en el talón, con buena adherencia al caucho que refuerza el neumático e incrementan su vida útil.

8. Ribete

Elementos de goma en dirección circunferencial que se encargan del asentamiento del talón sobre la llanta. También aportan rigidez para resistir las frenadas y aceleraciones.

9. Talón

Se compone de alambres de acero tenaces que forman un arco robusto. Son capaces de aguantar cargas muy elevadas sin riesgo de rotura.

El talón fija el neumático a la llanta, ya que éste se adapta al borde y se encaja correctamente para crear la estanqueidad. Otro cometido del talón es transmitir el par motor, es decir, la potencia del motor del vehículo, cuando se producen esfuerzos de frenada y aceleración.

2.1.2. Tipos de neumáticos según la estructura de la carcasa

Los neumáticos se pueden clasificar según sea la disposición de los hilos de la carcasa.

✓ Neumáticos diagonales o convencionales.

La estructura de las capas de la carcasa de este tipo de neumáticos está dispuesta oblicuamente y de forma alternada de asiento a asiento, es decir, la zona de contacto del neumático con la llanta (*Figura 2.2*). El número de capas debe ser número par y la inclinación varía entre 30 y 42 grados. Cuanto menor sea el ángulo de inclinación entre los hilos, mejor es el comportamiento lateral, mientras que la capacidad de carga y el confort disminuyen. Para vehículos veloces se emplean hilos con un ángulo de inclinación bajo y para vehículos pesados los de mayor ángulo.

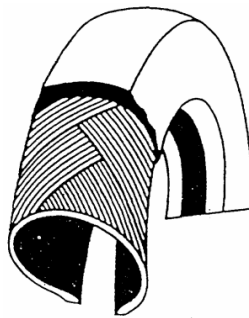


Figura 2.2. Neumático con carcasa diagonal

Las principales ventajas de este tipo de estructura son que aportan dureza y ayudan a la estabilidad en recta, lo cual permite resistir la carga del vehículo.

En los neumáticos diagonales, una sobrecarga puede llegar a levantar la parte central de la banda de rodadura con mayor facilidad que en los neumáticos radiales, produciéndose el contacto con la calzada en ocasiones únicamente en los hombros del

neumático. Las sobrecargas esporádicas aumentan el área de contacto de la banda de rodadura por unos momentos, seguidamente la suspensión del vehículo recupera la posición de la rueda, es decir, que las huellas de contacto de los neumáticos diagonales son bastante variables y poco estables.

Además, la vida útil del neumático se ve afectada porque la fricción entre las capas de goma que conforman la carcasa sobrecalienta el neumático.

Por otro lado, cuando se aplican esfuerzos laterales, sucede que un flanco se ve aplastado y el otro se levanta, por consiguiente, una pérdida del control del vehículo.

Es por ello por lo que este tipo de neumáticos presentan varios inconvenientes: el menor agarre al terreno debido a la rigidez que muestran, poca estabilidad en las curvas, menor vida útil y mayor consumo de combustible (3) y (5).

✓ **Neumático radial.**

En la estructura radial las capas están orientadas de talón a talón (formando 90° con respecto a la dirección de avance del neumático) y en la parte superior se añade un cinturón de cables metálicos en sentido diagonal, con ángulos de inclinación iguales o inferiores a 20° , que aportan mayor estabilidad a la carcasa y soportan la carga vertical (*Figura 2.3*).



Figura 2.3. Neumático radial

Hoy en día, han reemplazado en buena parte a los neumáticos diagonales. Una de las razones es que necesitan menos capas, por lo que los flancos también son más flexibles

para resistir los esfuerzos laterales e irregularidades del terreno y no se levanta la parte central, como ocurre con los diagonales. También mejora la manejabilidad y confort en el habitáculo.

La disposición radial aporta mayor rigidez a la banda de rodadura, por lo que la deformación que se produce, tanto en recta como en curva, es menor. La presión se reparte más uniformemente, la superficie de contacto aumenta, siendo ésta mucho más plana y menos variable que el de uno diagonal. Todo ello contribuye a mejorar la adherencia con la calzada, la tracción, la resistencia a la rodadura, la durabilidad y las prestaciones.

El área de contacto con el suelo aumenta con la carga vertical, pero la zona central de la banda de rodadura no se levanta, proporcionando mayor área de contacto.

Otro aspecto importante, es que los neumáticos radiales no sufren tantos problemas de generación de calor por la fricción de la goma de los cables como los diagonales, pues la goma es más fina y el cizallamiento es reducido. Además, dadas sus características constructivas disminuye el consumo de combustible (3) (5).

En la *Figura 2.4* se muestra la diferencia entre las huellas de contacto que generan los dos tipos de neumáticos, descargados y bajo carga.



Figura 2.4 (a) Huella de contacto de un neumático diagonal y (b) radial

✓ Neumático diagonal cinturado

Al neumático diagonal se le añade un cinturón que le aporta rigidez y mejora las prestaciones. El rendimiento es intermedio entre los diagonales y radiales (5).

2.1.3. Neumáticos con cámara y sin cámara

Los neumáticos con cámara cuentan con un cuerpo de goma que conserva el aire en su interior, dotando al neumático de la presión de inflado correspondiente.

Los principales problemas de las cámaras son dos: frente a un pinchazo, el aire se escapa con rapidez y de forma brusca, creando una inestabilidad peligrosa para el vehículo.

Estos inconvenientes se solventaron con la aparición de los neumáticos sin cámara (tubeless). Éstos cuentan con una capa de goma especial de pocos milímetros de grosor impermeable, utilizan un tipo de llantas que garantizan la sujeción con el neumático y disponen de unas válvulas acopladas en ellas.

La principal ventaja de este tipo de neumáticos es que ofrecen una seguridad mayor ante los pinchazos, ya que no sufre una pérdida de presión repentina y brusca, además permiten continuar la marcha durante algún tiempo (5).

2.1.4. Funciones de los neumáticos

Además de permitir la rodadura, los neumáticos deben ser capaces de realizar las siguientes funciones (6):

- ✓ **Guiar.** Deben seguir la trayectoria marcada por el conductor con precisión, teniendo en cuenta las condiciones del terreno, meteorológicas o los esfuerzos laterales que deban soportar.
- ✓ **Sustentar.** Resisten las cargas verticales del peso del propio vehículo y la transferencia de carga que se produce en las aceleraciones, frenadas y curvas cuando se transfiere la carga de las ruedas interiores a las exteriores. Un neumático puede llegar a soportar 50 veces su peso.

- ✓ **Amortiguar.** Amortigua las desigualdades del terreno absorbiendo el impacto gracias a su flexibilidad, lo que contribuye al confort y la vida útil del vehículo.
- ✓ **Transmitir.** El neumático se encarga transmitir los esfuerzos al terreno durante las curvas, frenadas y aceleraciones. Una buena área de contacto con el suelo determina el nivel de transmisión de los esfuerzos.
- ✓ **Durar.** Debe mantener las prestaciones durante su vida útil. El desgaste de los neumáticos depende de factores como la carga, velocidad, estado de la superficie de apoyo, estado del propio vehículo o incluso el tipo de conducción.

Las características que se deben de cumplir para garantizar el cumplimiento correcto de todas las funciones mencionadas, los neumáticos deben cumplir las siguientes características (5):

- Flexibilidad radial, lateral y circunferencial, para la absorción de las sollicitaciones externas e irregularidades del terreno.
- Baja resistencia a la rodadura, que disminuye el consumo de combustible.
- Alta adherencia sobre suelo seco o mojado, para unas condiciones mínimas de seguridad.
- Resistencia a esfuerzos de cizalladura, a la fatiga, al desgaste y a la cristalización del caucho, que determina la vida útil de los neumáticos.
- Poco ruido y vibraciones, para un mayor confort.

3. ESTADO DEL ARTE

3.1. El neumático inteligente

El neumático es un elemento que sustenta el peso del vehículo, soporta los esfuerzos externos y aporta estabilidad a todo el conjunto, entre otras muchas funciones. Teniendo en cuenta que la presión es la única información que se obtiene actualmente de los neumáticos, y que son un subsistema clave en los vehículos, el potencial para la obtención de información a partir de éstos es enorme. Ese es el objetivo y empeño de los actuales estudios e investigaciones del ámbito automovilístico: conseguir toda la información útil posible del comportamiento de los neumáticos.

En este trabajo se pretende obtener información sobre la carga vertical y el ángulo de deriva, estableciendo una relación con la deformación que sufre el neumático y la participación de otros parámetros, como la velocidad y la presión de inflado. La carga vertical y el ángulo de deriva son variables desconocidas durante la rodadura y son determinantes para la adherencia, seguridad y estabilidad del vehículo.

La monitorización en tiempo real de los parámetros que determinan las condiciones de trabajo del neumático y el conocimiento sobre la influencia de los mismos en el rendimiento de los neumáticos es un punto clave para la consecución del neumático inteligente. En este trabajo, se ha analizado la influencia de estos parámetros en la deformación de la banda de rodadura del neumático y se ha estudiado el comportamiento de la deformación para la obtención de información.

El diseño de un neumático inteligente es algo que ha pasado de ser una utopía a prácticamente una realidad. En 2015, Goodyear presentó en el salón del Automóvil un prototipo de un neumático capaz de variar su presión en tiempo real, en función de las condiciones de la calzada. Incluye sensores en el neumático que actúan según la velocidad de giro. La forma del neumático disminuye la resistencia a la rodadura y aumenta la eficiencia energética. También mejora la evacuación del agua con los surcos, ya que evita un posible aquaplaning, son más duraderos, más silenciosos y proporcionan mejor agarre sobre mojado, tal como indica Goodyear (7).

Con la misma idea de aprovechar el neumático como gran fuente de información, el método que se propone en este trabajo es el de estimar la carga o el ángulo de deriva teniendo en cuenta otros factores como la presión y la velocidad (fácilmente medibles), y que sirva para conocer si se encuentra en el vehículo una situación peligrosa y actuar en ese caso.

3.2. Parámetros de influencia en el comportamiento del neumático

En este apartado se detalla la importancia de cada una de las variables estudiadas en la deformación de la banda de rodadura de los neumáticos. Estas variables son la presión de inflado, la velocidad, la carga vertical y el ángulo de deriva.

Hay ciertos parámetros constructivos que, como es lógico, afectan en la deformación del neumático, como son el tamaño y anchura del mismo, el desgaste y el tipo de dibujo de la banda de rodadura, el material del que está fabricado, el tipo de calzada sobre el que se realiza el ensayo o la temperatura tanto exterior como a la que pueda encontrarse el neumático. Sin embargo, la influencia de estos parámetros es un trabajo que debe realizarse de forma independiente, por lo que no forma parte de los objetivos de este Trabajo Fin de Grado.

3.2.1. Presión

La presión en los neumáticos determina en gran medida la forma de la pisada, que tiene una influencia directa en la deformación de los mismos.

Cuando la presión es baja el área de contacto con el suelo aumenta y el rozamiento es excesivo, lo que conlleva mayor desgaste y consumo de combustible, entre otros aspectos. Si la presión es demasiado baja, el neumático puede llegar a contactar con la calzada únicamente por los hombros, levantando la parte central de la banda de rodadura. Por otro lado, si la presión es superior a la presión nominal de trabajo

aumenta la rigidez del neumático, los hombros se levantan y el contacto se produce en el centro de la banda. Esto disminuye el tamaño de la huella de contacto, por lo que el rozamiento con la calzada disminuye y no se alcanzará el límite de adherencia o no se trabajará en condiciones óptimas (*Figura 3.1*). Por tanto, el comportamiento del neumático bajo estas condiciones es inestable.

Lo ideal es que la banda de rodadura contacte con la calzada con el mayor área posible sin que los hombros soporten parte de la carga, ya que son la parte más flexible y frágil por sus características constructivas.

Cabe esperar que bajo condiciones determinadas en el neumático (por ejemplo, aumentando la carga) la presión pueda variar, haciéndolo también la rigidez.

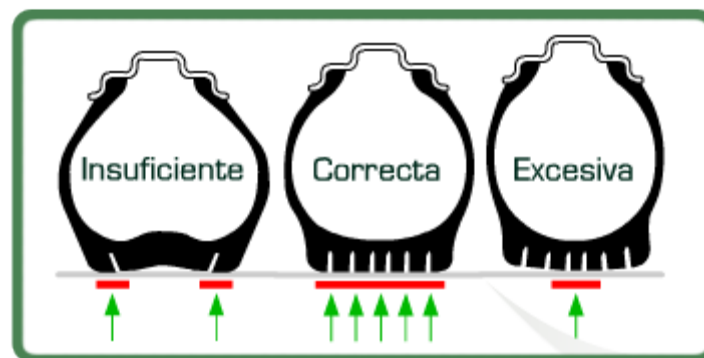


Figura 3.1. Efecto de la presión sobre el neumático

3.2.2. Velocidad

El aumento de la velocidad genera mayor abrasión de la banda de rodadura con la calzada, lo que conlleva un aumento del desgaste de los neumáticos y una pérdida de la adherencia y vida útil de éstos.

Se sabe que el incremento de la velocidad implica una reducción en la adhesión, pues el tiempo de contacto neumático-calzada disminuye y, por tanto, el agarre que se da entre las rugosidades del terreno con la goma es menor.

Un aumento de la velocidad somete al neumático a mayores solicitaciones, por lo que cabe esperar que la deformación que sufra también sea mayor. Además, hay que

destacar la importancia de este parámetro en las curvas, ya que al aumentar la fuerza centrífuga también lo hacen las fuerzas laterales.

Requiere especial atención el conocimiento de la carga vertical y el ángulo de deriva, ya que son parámetros que los vehículos actuales no miden directamente, como en el caso de la velocidad y la presión.

3.2.3. Carga vertical

Cuando los neumáticos están sometidos a una carga vertical, se produce una deformación, generando una superficie de presión en la huella de contacto. Esta presión es la que favorece la adherencia. Si la carga aumenta, la presión sobre la calzada crece, sin embargo, el agarre no se incrementa indefinidamente, sino que llegado un límite el neumático satura porque no admite mayores cargas transversales, pudiendo disminuir el límite de adherencia a partir de ese punto. En la *Figura 3.2* se ve gráficamente el problema que sucede: cuando la carga vertical aumenta también lo hace gradualmente la fuerza lateral hasta cierto momento en el que se produce la saturación y la reacción lateral que genera el neumático disminuye (8).

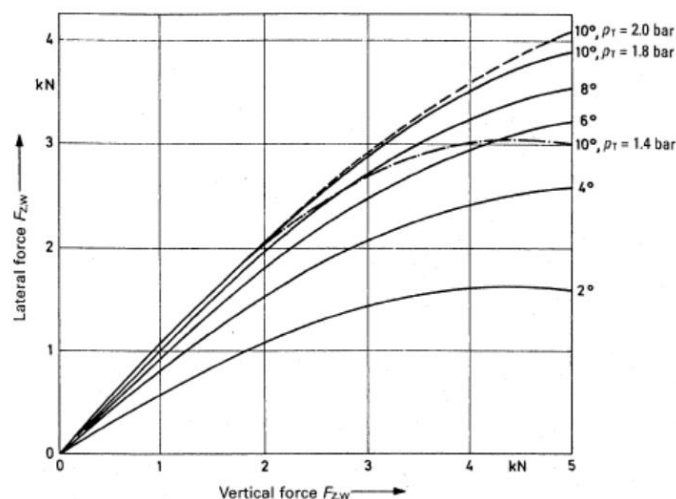


Figura 3.2. Capacidad de agarre lateral de un neumático en función de la fuerza vertical y el ángulo de deriva

La carga vertical tiene gran influencia sobre los neumáticos de un vehículo especialmente en la descripción de una curva, pues las reacciones de cada eje son determinantes para que el comportamiento sea el correcto y no se produzcan deslizamientos.

Como es sabido, el centro de gravedad de los vehículos se sitúa por encima del suelo, por ello al tomar una curva se crea un momento que intenta hacerlo rotar sobre sí mismo y unas fuerzas de reacción en los neumáticos (*Figura 3.3(a)*). A causa de ese momento se produce una transferencia de carga de las ruedas interiores a las exteriores, quedando éstas últimas sometidas a una mayor fuerza vertical y creando un momento compensatorio (*Figura 3.3(b)*). Son las fuerzas laterales generadas por el neumático las que permiten el giro del automóvil, por lo que a mayor carga vertical mayor será la fuerza lateral a la que están sometidos los neumáticos exteriores y menor los interiores. Sin embargo, un neumático excesivamente cargado puede saturarse y no ser capaz de generar las reacciones necesarias en el área de contacto para este propósito, es entonces cuando se pierde la adherencia y la pérdida de control del automóvil. La relación entre la carga vertical y la fuerza lateral no es lineal, y cuanto mayor sea la diferencia de carga entre neumáticos del mismo eje, menor será el agarre máximo que se pueda alcanzar (9).

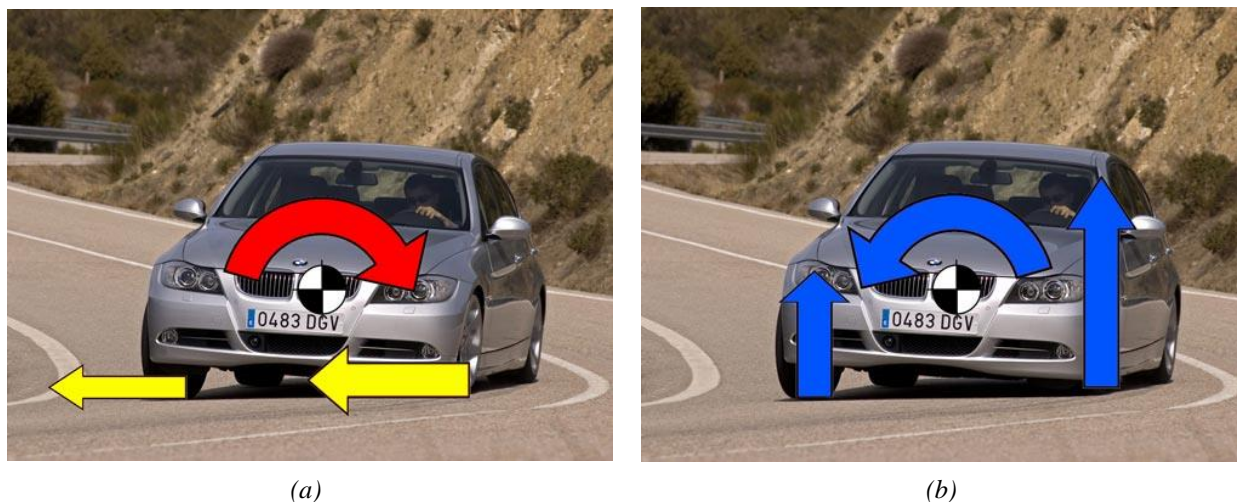


Figura 3.3. (a) Reacciones y momento sobre el vehículo en la descripción de la curva y (b) Momento compensatorio en la transferencia de carga

La estimación de las fuerzas que actúan sobre los neumáticos ha sido y sigue siendo objeto de estudio y de pruebas experimentales por la importancia que tienen en el control del vehículo en situaciones críticas. Por desgracia, son fuerzas que todavía son difíciles de medir y conocer en tiempo real, a pesar de los grandes esfuerzos de investigación que se han llevado a cabo en esta área de la ingeniería. Lo ideal sería encontrar un método que, al igual que sucede con la aceleración, velocidad de la rueda o la presión de inflado, pudiera conocerse a través de sensores comunes de los vehículos. Las investigaciones realizadas hasta el momento han sido de índole analítica y empírica, pero los modelos estocásticos también suponen una alternativa interesante (10).

En un estudio realizado por la Universidad Hanyang de Korea se propuso un método de control activo de la dirección a partir de las fuerzas estimadas del neumático. El sistema evita frenazos o giros bruscos en la dirección, comunes en conductores no experimentados en situaciones críticas con curvas, superficies resbaladizas, obstáculos o fuertes vientos. Consiste en estimar las fuerzas a las que se ve sometido el neumático y compararlas con valores de referencia, la diferencia entre ambos valores se compensa con el sistema de dirección activa y proporciona una acción compensatoria suave a las sollicitaciones externas. El sistema se diseña con un controlador de lógica difusa y su rendimiento se evalúa en un sistema HILS (Hardware-In-the-Loop Simulation). Su funcionamiento sería similar al de un sistema ABS en frenado (11).

En la International Conference on Design and Manufacturing de 2013 se presentó el diseño de un sistema en FuzzyLogic empleando el ángulo como variable de entrada al sistema para determinar las fuerzas laterales y longitudinales a las que se ven sometidos los neumáticos (12).

El uso de filtros extendidos de Kalman proporciona buenas estimaciones de las fuerzas, así como del movimiento del vehículo. Se emplea, por ejemplo, en un estudio donde se crea una simulación basada en un modelo analítico para las fuerzas del neumático en un vehículo con nueve grados de libertad. Las simulaciones fueron para situaciones de conducciones normales y más severas, donde se variaba la dirección, frenada y condiciones en el terreno. Finalmente, se verificó que las señales estimadas encajaban con la reales (13).

En 2001, la Middle East Technical University de Turquía realizó predicciones de las fuerzas características de las curvas sobre los neumáticos mediante modelado y análisis de elementos finitos y se verificaron con los datos obtenidos en pruebas experimentales. Se tuvo en cuenta la relación no lineal tensión-deformación del caucho, así como una aproximación a una zona lineal elástica, los desplazamientos grandes y la fricción con el terreno debido al contacto (14).

En resumen, numerosos estudios y ensayos siguen centrados en encontrar estimaciones de la carga vertical a partir de diversos métodos, desde analíticos hasta computacionales. Unas realizaron simulaciones, a partir de programas más visuales como los de elementos finitos o mediante la creación de un sistema que actúe de forma lo más parecida posible al modelo real, por ejemplo, mediante Fuzzy Logic, al igual que en este trabajo. Otros crearon sistemas para la incorporación de una asistencia en viaje en los vehículos, actuando de forma correctiva en caso de una situación crítica. Este también es uno de los objetivos del trabajo. La mayor parte se centran en estimar las cargas verticales en situaciones extremas, pues son en esas condiciones en las que la adherencia se ve más afectada por la carga, ya sea por una carga excesiva donde el neumático sature y no proporcione mayor adherencia, o por una transferencia de carga en los tramos curvos.

Todos los estudios mencionados obtuvieron unos resultados satisfactorios.

3.2.4. Ángulo de deriva

El término ángulo de deriva tiene especial importancia en el estudio del comportamiento de los neumáticos en curva. Cuando un vehículo está recorriendo una curva está experimentando una fuerza centrífuga que le empuja hacia la parte exterior de ésta, sin embargo, es contrarrestada por la fuerza de adherencia transversal de los neumáticos, que se opone a dicho movimiento. El efecto que provoca esta situación se puede observar en el dibujo de la huella del neumático (*Figura 3.4*), donde la superficie de contacto se desplaza del plano medio. El alejamiento de la trayectoria normal de la rueda es a lo que se le denomina deriva. Así pues, el ángulo de deriva es la diferencia entre el ángulo que gira la llanta (ángulo de dirección) y el ángulo que realmente ha girado el neumático debido a los esfuerzos laterales (ángulo efectivo de dirección) (15).

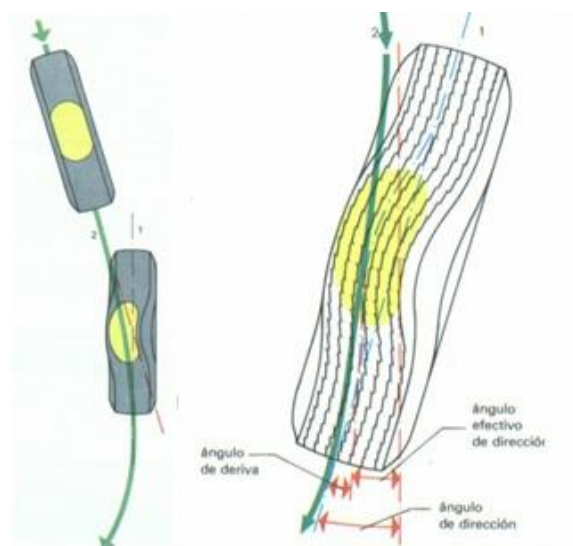


Figura 3.4. Deformación de la huella del neumático por efecto del ángulo de deriva

La resistencia a la deriva es un aspecto importante para la dinámica de los vehículos, pues es la capacidad que tienen los neumáticos para soportar los esfuerzos transversales. El ángulo de deriva afecta más a la estabilidad cuanto mayor es, pero un ángulo de deriva nulo supondría un neumático rígido, se anularía la capacidad de absorber las sollicitaciones laterales y las fuertes sacudidas, por lo que no afectaría únicamente a la adherencia sino también al confort de los pasajeros. Por tanto, lo ideal es que el neumático sea capaz de soportar los esfuerzos sin perder la adherencia

Existen diversos factores que afectan a la deriva de un vehículo, algunos de ellos son (15):

- La presión de inflado. Cuando el neumático está sometido a una carga vertical constante, una presión baja incrementa la deriva, ya que cada vez se encuentra más aplastado contra la calzada y tiende a deformarse en sentido transversal.
- La carga vertical. Con una presión de inflado constante, una carga mayor favorece la deriva, porque al igual que antes, el neumático se somete a un aplastamiento.
- La velocidad. Es la que provoca la deriva durante una curva. Tal como ya se ha explicado previamente, por el efecto de la fuerza centrífuga.
- El tipo de carcasa. La deriva en las carcassas diagonales es mayor a las de tipo radial.

- Anchura de la llanta. Una mayor anchura disminuye la deriva porque proporciona mayor rigidez en sentido transversal.

Estos dos últimos factores no tienen relevancia para el presente trabajo puesto que no se han comparado distintos tipos de neumático, sin embargo, la presión, la velocidad y la carga son de gran interés, como ya se ha mencionado.

En concreto la velocidad es determinante para los casos que se desean estudiar con ángulos de deriva entre 0° y 10° . El aumento de la velocidad del neumático en curva incrementa la fuerza lateral, la cual a su vez tiene una relación muy estrecha con el ángulo de deriva.

El comportamiento de los esfuerzos laterales frente al ángulo de deriva se muestra en la *Figura 3.5*. Se pueden apreciar tres zonas: una lineal, una zona de transición, en la cual la fuerza lateral va aumentando hasta un valor máximo y, por último, una zona de deslizamiento donde las fuerzas caen progresivamente hasta estabilizarse a partir de un valor (8).

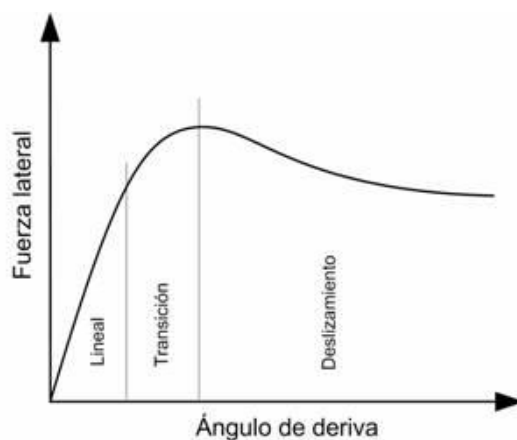


Figura 3.5. Evolución de las fuerzas laterales en función del ángulo de deriva

En la primera etapa se aprecia la relación lineal entre las fuerzas laterales y el ángulo de deriva: es un punto óptimo en el que existe adherencia producida por la adhesión del neumático con la calzada.

A medida que se incrementa la velocidad, las fuerzas siguen aumentando con la deriva, pero a un ritmo más lento que en la zona lineal, que es la zona de transición, donde aún puede generar esfuerzos laterales que contrarresten la fuerza centrífuga antes

de entrar en saturación. El paso de una etapa a otra se da aproximadamente a mitad de la deriva del momento de máximo agarre de la banda de rodadura (*Figura 3.6*).

La parte trasera de la huella es la que está sometida a mayores flexiones y la que antes se satura, es decir, que no es capaz de generar más esfuerzos laterales y comienza a deslizar (8).

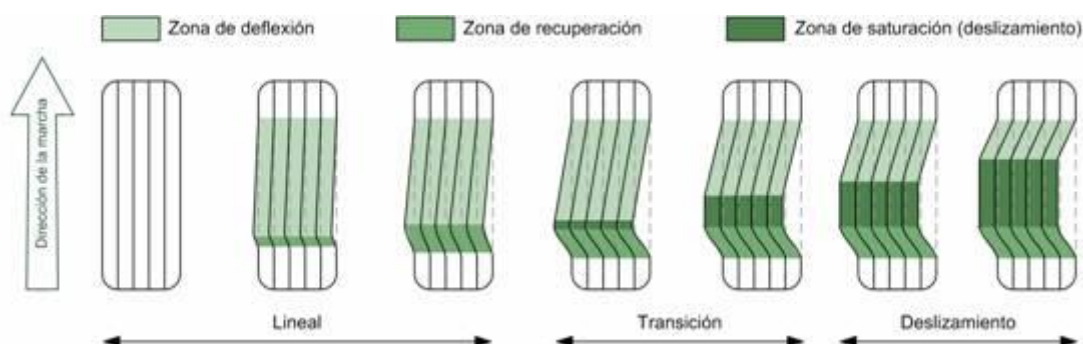


Figura 3.6. Evolución de la huella por efecto de la deriva con velocidad creciente

Al aumentar el ángulo de deriva el neumático se retuerce, por lo que es lógico esperar que su deformación también lo haga. Esto se comprobará más adelante cuando se analicen los resultados obtenidos tras el ensayo.

De la literatura estudiada, se concluye que existen numerosos estudios que abordan el problema de la deriva con diversos procedimientos. A continuación, se describen brevemente los más destacados.

En 2004, American Control Conference Boston, Massachusetts, publicó un estudio acerca de la relación entre las fuerzas laterales no lineales que se generan en los neumáticos y el ángulo de deriva en curvas que se realizó con neumáticos con y sin cadenas de nieve. Se empleó un filtro Kalman y sensores simples. Los resultados fueron, tal como cabía esperar, que los neumáticos con cadenas soportan mayores ángulos de deriva y que la rigidez de los mismos en la zona de transición en curvas se reduce (16).

En 2011, en el mismo evento celebrado en San Francisco, se desarrollaron dos teoremas para la estimación del ángulo de deriva a partir de cálculos analíticos, basados en la modificación del método de valor medio de sistemas de vectores no lineales y un Jacobiano acotado, además de pruebas experimentales (17).

El tipo de neumático y de terreno sobre el que se realicen los ensayos también se debe tener en cuenta para sacar conclusiones sobre la capacidad del neumático de contrarrestar las sollicitaciones durante el viraje en ciertas condiciones. El departamento de Ingeniería de maquinaria agrícola de la Universidad de Tehran y Islamic Azad University, Irán, publicaron un modelo de predicción de ángulo de deslizamiento lateral de un neumático todoterreno en diferentes terrenos. Los resultados declaraban que la variación de humedad en el suelo, la velocidad angular, la presión de inflado y el ángulo de dirección tenían un impacto positivo en el ángulo de deslizamiento (18).

Jin-Oh Hahn, Rajesh Rajamani, *Member, IEEE*, y Lee Alexander crearon en 2002 un algoritmo para la identificación de parámetros en tiempo real. Este sistema identifica el coeficiente de fricción neumático-carretera y parámetros de rigidez en curva mediante un sistema GPS. La ventaja del algoritmo es que con bajos deslizamientos longitudinales y ángulos de deriva pequeños es capaz de estimar también el coeficiente de fricción (19).

Otro artículo publicado por Southeast University y Chongqing University en China expone un método de estimación de las fuerzas del neumático y el ángulo de deriva en coches eléctricos mediante mediciones en tiempo real. Está basado en un filtro interactivo de modelo múltiple (IMM) y un filtro Kalman (EKF) que integra sensores adaptados para vehículos en condiciones de conducción variable y tiene en cuenta la transferencia de carga y la dinámica de balanceo en las cuatro ruedas. Las estimaciones se verificaron en Simulink con resultados óptimos (20).

El objetivo de este sistema es similar al de este Trabajo Fin de Grado, ya que no existe actualmente ningún método o herramienta para estimar el ángulo de deslizamiento y carga que actúan sobre las ruedas en tiempo real, como ocurre con la presión y la velocidad.

En conclusión, se ha podido ver como el problema del ángulo de deriva es abordado a partir de numerosos métodos: simulaciones con datos obtenidos de ensayos experimentales basados en sensores que registran mediciones en tiempo real, métodos analíticos, modelos que basan la estimación del ángulo en función del tipo de terreno sobre el que se trabaje, e incluso sistemas GPS que estiman el coeficiente de fricción del terreno, una propiedad importante que influye en el ángulo de deriva negativamente. El

objetivo último de todos los estudios es controlar la seguridad del vehículo y confort de los pasajeros mediante la evaluación de la estabilidad direccional, la resistencia a la deriva de los neumáticos, que cuanto mayor es, mayor es la rigidez del neumático; y la influencia de parámetros como presión de inflado, velocidad angular o incluso, la humedad de la calzada.

4. EQUIPAMIENTO Y METODOLOGÍA

4.1. Equipamiento

4.1.1. Neumático

El neumático que se ha utilizado en los ensayos es un neumático de competición, típico de vehículos de FSAE (*Figura 4.1*). Es un neumático sin cámara (tubeless), que trabaja normalmente a presiones y cargas bajas. La elección de un neumático sin cámara se hizo con el propósito de instalar bandas extensiométricas sobre la superficie interior de la banda de rodadura, evitando que los sensores pudieran resultar dañados durante los ensayos.



Figura 4.1. Neumático utilizado en los ensayos

El neumático utilizado es un DUNLOP SP SPORT 175/505 R 13 (tubeless). La nomenclatura varía con respecto a la de los neumáticos convencionales.

En neumáticos de competición, la primera cifra indica la anchura de la superficie de la huella que entra en contacto con la calzada, no la anchura de la banda de rodadura, que es de 175 milímetros. La segunda se corresponde con el diámetro total del neumático en centímetros, de 505 milímetros.

Estos índices son mucho más útiles para este tipo de vehículos, donde la potencia debe estar en consonancia con la superficie de contacto y donde el diámetro influye en el desarrollo óptimo de la velocidad y es esencial para conocer la altura y espacio libre hasta el suelo.

La letra **R** significa que la carcasa del neumático es radial. Esta estructura es la más adecuada para vehículos rígidos, con más fuerza y para un uso más deportivo. Supone una ventaja en ámbito de la competición porque la huella es más ancha y menos alargada, lo que favorece una mejor adherencia; las presiones se reparten de manera más uniforme, por lo que el desgaste será más homogéneo; y gracias a sus laterales elásticos proporciona comodidad a velocidades altas porque amortigua los obstáculos e irregularidades en la carretera.

El **13** indica el diámetro de la llanta en pulgadas (21).

El neumático Dunlop Tubeless está compuesto por varias capas y materiales (*Figura 4.2*). La banda de rodadura, la pared lateral, y el revestimiento interior son de caucho, aunque de distinta composición (distinta proporción caucho-carbono). Los refuerzos en su interior se componen de mallas de cables con disposición radial, del talón y del aro metálico del mismo. La pared lateral o flanco resiste los esfuerzos de fatiga y aporta flexibilidad en las curvas. La banda de rodadura mejora la conducción y protege al neumático de impactos o pinchazos (5).

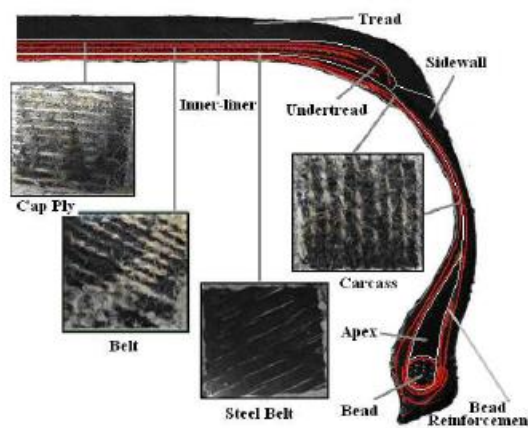


Figura 4.2. Sección y materiales de un neumático tipo Dunlop Tubeless

Aunque no se han tenido en cuenta los parámetros constructivos en este trabajo, pues solo se ha trabajado con un tipo de neumático, el conocimiento de cada una de las partes de las que se compone un neumático es esencial para futuros trabajos en los que se comparen y analicen los resultados de distintos tipos de neumáticos.

4.1.2. Banco de ensayos

Los ensayos se realizaron en un banco de ensayo de neumáticos, el cual consta principalmente de un tambor dinanométrico (*Figura 4.3*) y dos actuadores para el posicionamiento del neumático en el tambor. Gracias a sus dimensiones, el equipo permite el ensayo de neumáticos de distintos tamaños, desde neumáticos convencionales a neumáticos de competición.



Figura 4.3. Tambor dinanométrico del laboratorio

Como su propio nombre indica, permite hacer ensayos dinámicos, en los cuales se permite variar la velocidad de giro de la rueda, pudiendo alcanzar velocidades altas, sin embargo, en este ensayo se utilizaron velocidades bajas (10, 30 y 50 km/h), ya que la velocidad media de los circuitos de campeonato FSAE esta generalmente por debajo de 50 km/h. También se puede ajustar la carga hasta valores elevados. Las células de carga de que disponen los actuadores del banco de ensayos recogen las fuerzas en las tres direcciones principales para poder analizar los datos posteriormente. Existe la posibilidad de añadir superficies con distinta rugosidad y coeficiente de rozamiento, también modificar el ángulo de deriva con respecto a la superficie en la que se apoya

para conocer el comportamiento del neumático bajo diferentes condiciones externas (Figura 4.4).



Figura 4.4. Tambor dinanométrico con neumático variando el ángulo de deriva

El principal inconveniente en el empleo de este tambor para los ensayos es que la superficie recreada es curvada y no plana, tal como sucede en un caso real. Por tanto, la huella de contacto no es exactamente la misma que tendría en una calzada y la distribución de esfuerzos normales a la superficie (como es la carga vertical que se aplica sobre el neumático) no será totalmente fiel a los resultados que se obtendrían si el ensayo se realizara sobre un terreno llano. Sin embargo, el diámetro del tambor es suficientemente grande (2.44 m) para considerar que los datos registrados no se desvían mucho de la realidad. Este problema puede reducirse cuanto mayor sea el diámetro del mismo, buscando un acercamiento a una superficie lo más plana posible.

4.1.3. Galgas extensiométricas

En este trabajo, la instrumentación del neumático se llevó a cabo mediante sensores de deformación. En concreto, galgas extensiométricas, que son las encargadas de medir la deformación del interior del neumático en las direcciones x e y .

Las galgas extensiométricas son sensores resistivos que permiten medir deformaciones. Al aplicar una fuerza, presión o tensión, su resistencia eléctrica varía.

Ese cambio de resistencia se puede medir y significa que se ha producido un cambio en la longitud del material sobre el que se apoya, es decir, una deformación.

Están compuestos por un papel metálico en forma de rejilla de espesor de 0.025 cm aproximadamente, unidos a la superficie de la galga con un adhesivo. Los materiales que suelen utilizarse para los filamentos son aleaciones de cobre y níquel, platino y silicio. El adhesivo depende del material sobre el que se vaya a medir y debe trabajar conjuntamente con la rejilla para transmitir la presión, así como servir de aislante eléctrico (*Figura 4.5*).

La sensibilidad y estabilidad de las galgas son muy variadas y dependerá del uso que se le vaya a dar la elección de unas u otras.

Las galgas extensiométricas son apropiadas para ensayos o pruebas de corta duración, pues los filamentos metálicos son sensibles a la temperatura y se terminan deteriorando. Por ello, para aplicaciones industriales es necesario incluir un factor de compensación de la temperatura (22).

En este trabajo se ha escogido este tipo de sensores por tratarse de unos dispositivos ligeros, pequeños, precisos y económicos.

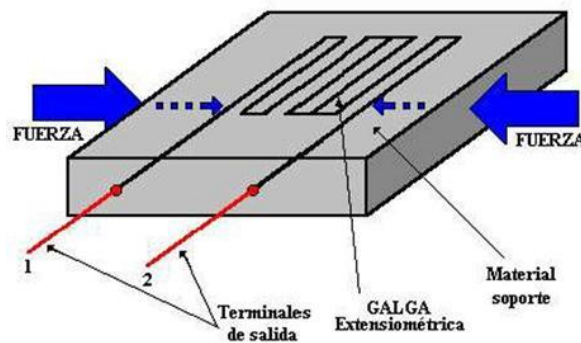


Figura 4.5. Galga extensiométrica

El funcionamiento de las galgas se basa en el efecto piezorresistivo de los metales: el valor de su resistencia cambia en función de la deformación a la que se le someta, el material del que está fabricado y la forma.

La resistencia de los filamentos es proporcional a la longitud (l) y resistividad del material (ρ) e inversamente proporcional a la sección transversal (A).

$$R = \rho \cdot \frac{l}{A}$$

Cuando un esfuerzo actúa sobre el sensor longitudinalmente, las dimensiones y resistividad de los filamentos cambian y la resistencia varía. Esta variación de resistencia sigue la ecuación siguiente:

$$\frac{\partial R}{R} = \frac{\partial \rho}{\rho} + \frac{\partial l}{l} - \frac{\partial A}{A}$$

Si la deformación es elástica, es decir, no se supera el límite elástico, el cambio de longitud sigue la Ley de Hooke:

$$\sigma = E \cdot \frac{\partial l}{l}$$

donde E es el módulo de elasticidad del material y σ es el esfuerzo.

Por otro lado, la relación entre la deformación transversal y axial es una propiedad propia de cada material, se denomina coeficiente de Poisson:

$$\vartheta = - \frac{\partial D/D}{\partial l/l}$$

donde D es el diámetro de un hilo metálico y ϑ el coeficiente de Poisson, con valores entre 0 y 0,5.

Las galgas tienen otro parámetro importante, el factor de galga, que lo determina cada fabricante y se expresa así:

$$GF = \frac{\partial R/R}{\varepsilon}$$

siendo ε la deformación de la galga (23).

Los valores de deformación obtenidas por las galgas se procesan en un equipo de adquisición de datos.

Existen numerosas aplicaciones de las galgas extensiométricas en el campo de la ingeniería: en construcción, estructuras, industria, robótica y sistemas automatizados, entre otros (22) y (24).

Las galgas se colocaron sobre rosetas rectangulares o de 45° de 10x10 mm cada una (*Figura 4.6*). Sus características son:

- Temperatura: 20° C
- Longitud: 2 mm
- Factor de galga: $2.11 \pm 1\%$
- Resistencia de la galga: $120 \pm 0.3 \Omega$. Resistencia de la galga con deformación nula
- Compensación de la temperatura: $11 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$
- Coeficiente de temperatura del factor de galga: $+0.1 \pm 0.05 \%/^{\circ}\text{C}$

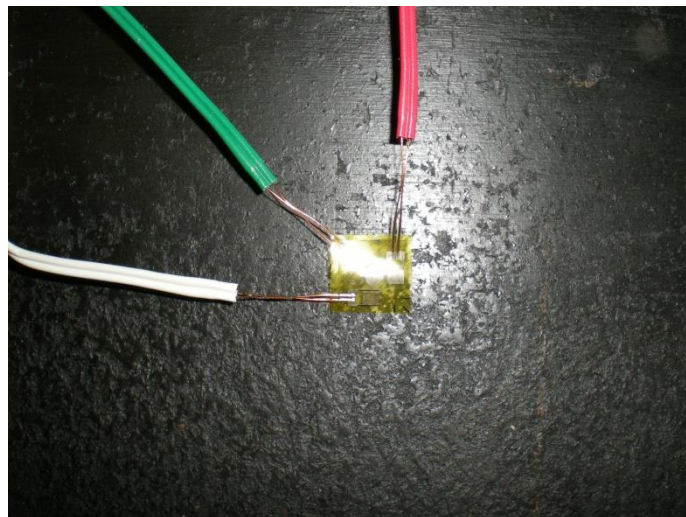


Figura 4.6. Disposición de las galgas extensiométricas en una roseta

4.1.4. Equipo de adquisición de datos

El equipo utilizado para recoger los datos es el *Somat Serie 2000*, que funciona con baterías desechables (*Figura 4.7(a)*). Los componentes del sistema son una carcasa de aluminio, un módulo de alimentación y de comunicaciones y un procesador (*Figura 4.7(b)*).

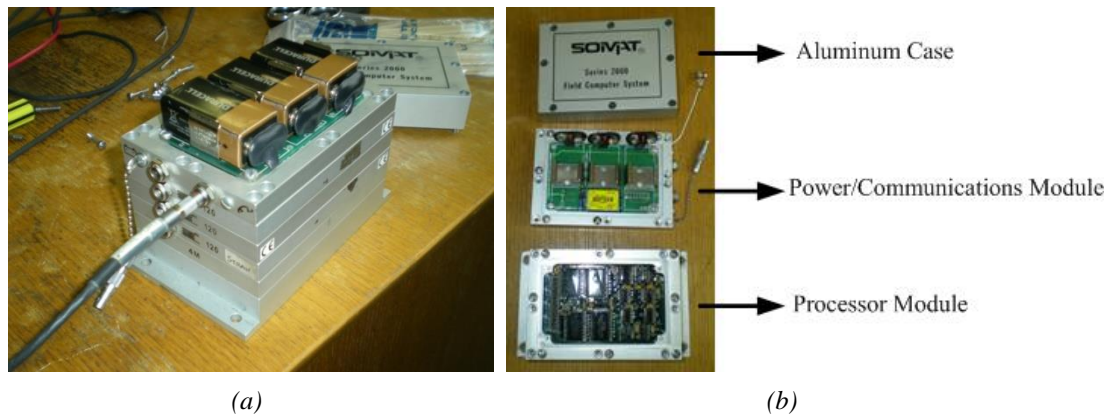


Figura 4.7. (a) Baterías del Somat Serie 2000 y (b) otros componentes del Somat Serie 2000

El sistema se coloca en la llanta (Figura 4.8) y se conecta con las galgas extensiométricas a través de cables y tres válvulas, que se instalaron realizando taladros en la propia llanta. El software recoge los datos de deformación que presenten las bandas pegadas al neumático y transmite esa información a un ordenador, donde se pueden visualizar. La frecuencia de muestreo es de 1000 Hz.



Figura 4.8. Montaje del equipo Somat Serie 2000 en la llanta

Las funciones y características principales del equipo son:

- Análisis las tensiones recogidas en los ensayos experimentales.
- Personalización de los análisis y presentación de los datos porque se exportan en formato ASCII.
- Recogida de datos de múltiples dispositivos y asignación personalizada de cada entrada del equipo, en este caso, bandas extensiométricas.

- Permite la introducción de constantes de materiales y de fórmulas con la relación tensión-deformación.
- Visualización de las señales en tiempo real, de forma numérica o gráfica.
- Permite limitar el intervalo de tiempo o de magnitud.

4.1.5. Matlab

MATLAB es un software de gran aplicación en áreas de la ingeniería, permite realizar cálculos básicos con números escalares ya sean reales o complejos, graficar en dos o tres dimensiones, operar con matrices y arrays (de gran aplicación en el álgebra lineal), desarrollar algoritmos en lenguaje Matlab convertible en código C, aspectos más complejos como evaluar y optimizar sistemas no lineales, examinar los polos y ceros, entre otros muchos usos. Cuenta con una enorme biblioteca de funciones intuitivas y fáciles de recordar, capaces de resolver prácticamente cualquier problema matemático en un tiempo impensable antes de su aparición.

Se puede complementar con herramientas desarrolladas para el ámbito profesional, apoyadas con una amplia documentación. En este trabajo se ha utilizado la herramienta Fuzzy Logic, cuyo funcionamiento se explicará posteriormente.

Además, se ha utilizado la herramienta Simulink, basada en diagramas de bloque recogidos en una amplia biblioteca que permite diseñar, analizar y simular modelos. Su funcionamiento es sencillo y rápido: todos los bloques se disponen de forma jerárquica con una visualización por niveles o librerías (25).

4.1.5.1. FuzzyLogic

La Fuzzy Logic Toolbox permite crear funciones y aplicaciones basadas en la lógica difusa.

La lógica difusa tiene gran aplicación y es especialmente práctica para problemas difíciles de plantear matemáticamente, con numerosas variables, con comportamiento no lineal o sin una tendencia clara. De hecho, un sistema difuso es un sistema con

límites poco definidos. El diseño depende únicamente de la experiencia o del razonamiento humano, lo que supone una ventaja porque simplifica el problema del modelaje (26).

El creador de la lógica difusa fue Lofti A. Zadeh, catedrático de la Universidad de Berkely (California). Él mismo declaró que, *“Cuando aumenta la complejidad, los enunciados precisos pierden su significado y los enunciados útiles pierden precisión”*.

Los sistemas complejos no pueden ser abordados de manera totalmente precisa, por ello, Zadeh propuso la implementación de herramientas capaces de trabajar con ese tipo de información de manera fiable. Para ello, es necesario tener en cuenta dos aspectos:

- **Representación de la información imprecisa.** Se describen las relaciones entre las entradas y salidas del sistema mediante reglas basadas en el principio si-entonces.
- **Inferencia sobre información imprecisa.** Combina la información introducida de las entradas y salidas para obtener nuevos resultados. Es entonces cuando se introduce la *Regla Composicional de Inferencia*.

A partir de estas pautas a tener en cuenta en la lógica difusa, se establecen las características de los sistemas difusos, que son:

- **Razonamiento exacto.** Se puede enunciar el conocimiento y la experiencia de manera sistemática, por ello es tan útil en sistemas de ingeniería.
- El conocimiento se interpreta como una serie de **restricciones difusas** sobre una serie de variables. Los sistemas difusos son prácticos para plantear problemas que no tienen un modelo fácil de obtener.
- **Inferencia.** Es un proceso de propagación de las restricciones difusas.
- **Toma de decisiones** con información imprecisa.

La lógica difusa comenzó a introducirse en la automatización de tareas. También se difundió su uso en el campo de la ingeniería, donde es difícil, en ocasiones, la definición del problema con ecuaciones matemáticas. A pesar de la falta de precisión, son sistemas fáciles de modelar, modificar y mantener (27).

La herramienta Fuzzy Logic da la posibilidad de añadir varias variables de entrada y salida al sistema, tal como se muestra en la *Figura 4.9*.

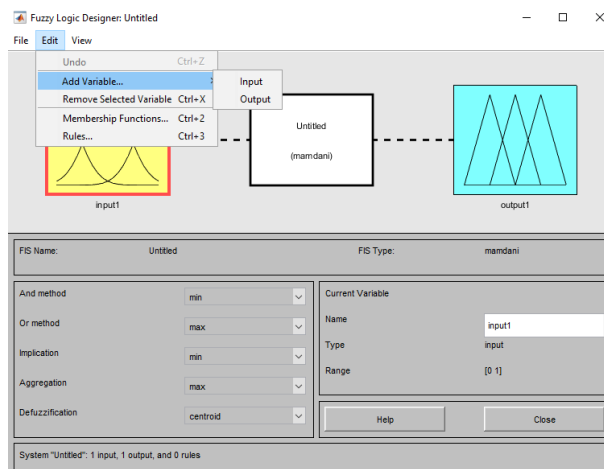


Figura 4.9. Pantalla de inicio de Fuzzy Logic con las variables de entrada y salida

Accediendo al contenido de cada variable se establece el rango de valores entre los que trabaja y se introducen tantas funciones como se desee para representar los datos de la variable. A estas funciones se las denomina funciones de pertenencia o de membresía y existen varios tipos, siendo la función tipo triangular la más común y la usada en este proyecto (*Figura 4.10*). A cada función se le asigna un nombre y tres valores o parámetros entre corchetes ([...]) que abarcan el intervalo en el que se encuentra. El primer valor corresponde al extremo izquierdo donde comienza, el central, al que se denomina valor de pertenencia completa, y el último correspondiente al extremo derecho donde finaliza la función.



Figura 4.10. Definición de las funciones de pertenencia de las variables en Fuzzy Logic

Una vez se han definido todas las variables se incluyen una serie de reglas, que son relaciones que se crean entre las variables de entrada y salida mediante conexiones lógicas (*or* o *and*), basadas en el principio de causa-efecto (*si...entonces...*), con las que Fuzzy Logic es capaz de proporcionar una predicción de las variables de salida (Figura 4.11). En concreto, las estructuras de las reglas que se han empleado son:

If Ey_in is [] and Ey_out is [] and velocidad and Ex_offset[] is [] then carga is []

If Ex_offset is [] and velocidad is [] then angulo is []

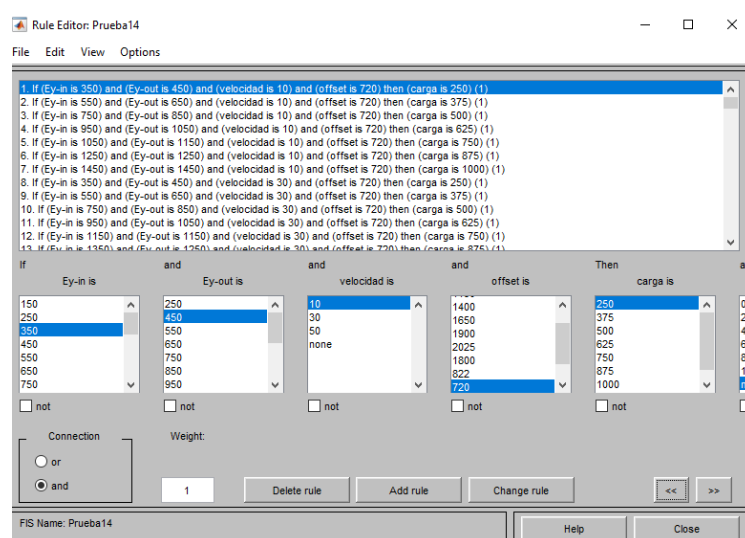


Figura 4.11. Introducción de las reglas en un sistema de Fuzzy Logic

Fuzzy Logic cuenta con un bloque específico denominado *Fuzzy Logic Controller* en Simulink a través del cual se puede implementar el sistema de lógica difusa creado.

En la Figura 4.12 se presenta el funcionamiento de un sistema difuso. Los datos de entrada llegan al *fuzzyficador* donde se procesan como valores difusos y se calcula el grado de membresía. Después, las reglas (la base del conocimiento) y el sistema de inferencia determinan la respuesta. El sistema de inferencia actúa determinando a que funciones de pertenencia se le puede atribuir ese dato de entrada, si existe espacio para el mismo dentro del espacio difuso. Por último, se *defuzzyfica* la respuesta, es decir, se transforman los valores difusos a no difusos para obtener unos datos de salida comprensibles y válidos para el problema real (26).

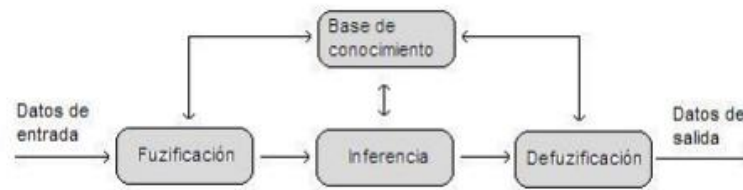


Figura 4.12. Diagrama de funcionamiento de un controlador difuso

4.1.5.2. Simulink

Esta herramienta será de gran utilidad para la última etapa del trabajo. En este caso, el interés es crear una simulación con controladores difusos en Simulink, con la que se puedan mostrar las estimaciones de las variables de salida calculadas previamente por Fuzzy Logic.

4.2. Instrumentación del neumático

En este apartado se detallan los pasos seguidos para la preparación del neumático para el ensayo experimental.

La posición de los sensores de deformación es determinante para la obtención de unos resultados óptimos. Dado que en este ensayo se pretendía obtener valores de deformación de la banda de rodadura durante, antes y después de la pisada del neumático contra la calzada, los sensores se colocaron sobre la parte interior de la banda de rodadura del neumático. Esto fue posible porque el tipo de neumático empleado (sin cámara) era ideal para ello.

En primer lugar, se preparó la zona donde se situaron los sensores. Se limpió la superficie con alcohol para el correcto funcionamiento del adhesivo evitando un posible desprendimiento (Figura 4.13).



Figura 4.13. Limpieza sobre la superficie interior del neumático para la colocación de las galgas

Posteriormente, se aplicó adhesivo especial para fijar tres rosetas (*Figura 4.14*). En este caso, eran triaxiales, dos formando 90° y otra a 45° . Sin embargo, en este trabajo se han analizado solo los dispuestos en dirección longitudinal y transversal. El procedimiento se repitió en otras dos rosetas más.

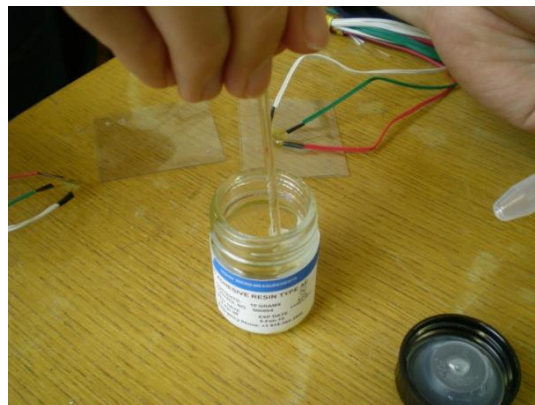


Figura 4.14. Pegado de las galgas

Cada roseta se pegó en el interior del neumático con un adhesivo polimérico (*Figura 4.15*). Este fue un paso muy importante, pues requiere especial cuidado y precisión.

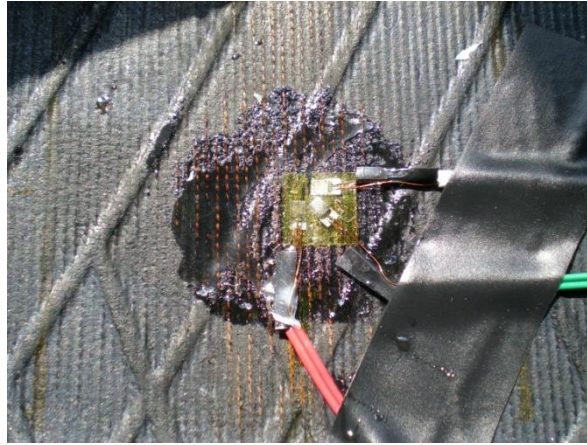


Figura 4.15. Colocación de una roseta sobre la superficie interior del neumático

La disposición de las tres rosetas en la superficie interior del neumático es la misma que se muestra en la (Figura 4.16). Cada galga corresponde a un canal y aunque cada roseta tiene tres canales cada una (en total nueve galgas), solo se han analizado tres de las galgas, los motivos son porque a mayor número de canales mayor tiene que ser la memoria del equipo de adquisición de datos y porque algunas resultaron dañadas durante el proceso de montaje del neumático en la llanta y el guiado de los cables hacia el exterior.

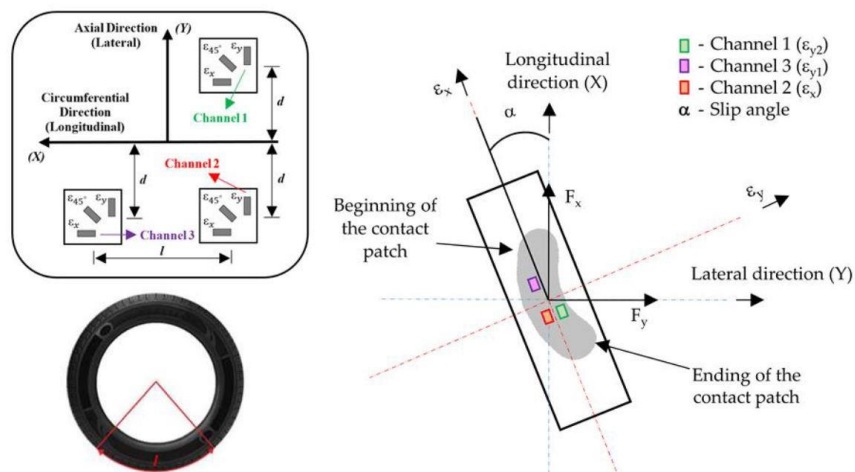


Figura 4.16. Disposición de los canales de medición

Los cables que se conectan con el equipo de adquisición de datos se sujetaron con cinta adhesiva a la superficie interior del neumático para evitar que se desplazaran o desprendieran de las patillas de las galgas (Figura 4.17).



Figura 4.17. Sujeción de dos de las rosetas en la superficie interior del neumático

Se realizaron tres agujeros para la instalación de válvulas para extraer los cables de las galgas. Después de pegar las galgas y los cables correctamente, se procedió a acoplar una de las partes de la llanta al neumático, de tal manera que se pudieran manipular los cables e introducirlos por las válvulas hasta el equipo de adquisición de datos (*Figura 4.18*). Finalmente, se acopló la otra parte para crear estanqueidad y se sellaron las válvulas con cianocrilato.



Figura 4.18. Posición de las válvulas de la llanta para la introducción de los cables

4.3. Metodología

Una vez el neumático y la llanta estaban correctamente unidos, se procedió a encajarlos en el tambor dinamométrico. Se infló el neumático, se colocó la carga

vertical, se utilizó un potenciómetro para fijar la velocidad y se estableció un ángulo de deriva.

El ensayo consiste en someter al neumático a diversas condiciones donde se varíe la presión de inflado, carga vertical, velocidad y ángulo de deriva del mismo. La presión de inflado para la que se realizaron los ensayos ha sido de 0.8, 1, 1.2 y 1.4 bar; la carga vertical para 250, 500, 750 y 1000 N; la velocidad para 10, 30 y 50 km/h y el ángulo de deriva desde 0° hasta 10 °.

Posteriormente, la deformación del interior del neumático captada por los sensores se recoge por el equipo de adquisición de datos y se transmite a un ordenador, donde se procesa y analiza para establecer conclusiones acerca del comportamiento del neumático bajo ciertas condiciones de trabajo.

Se incluye un diagrama conceptual de todos los pasos seguidos en este trabajo con el fin de facilitar la lectura y el seguimiento del mismo (*Figura 4.19*).

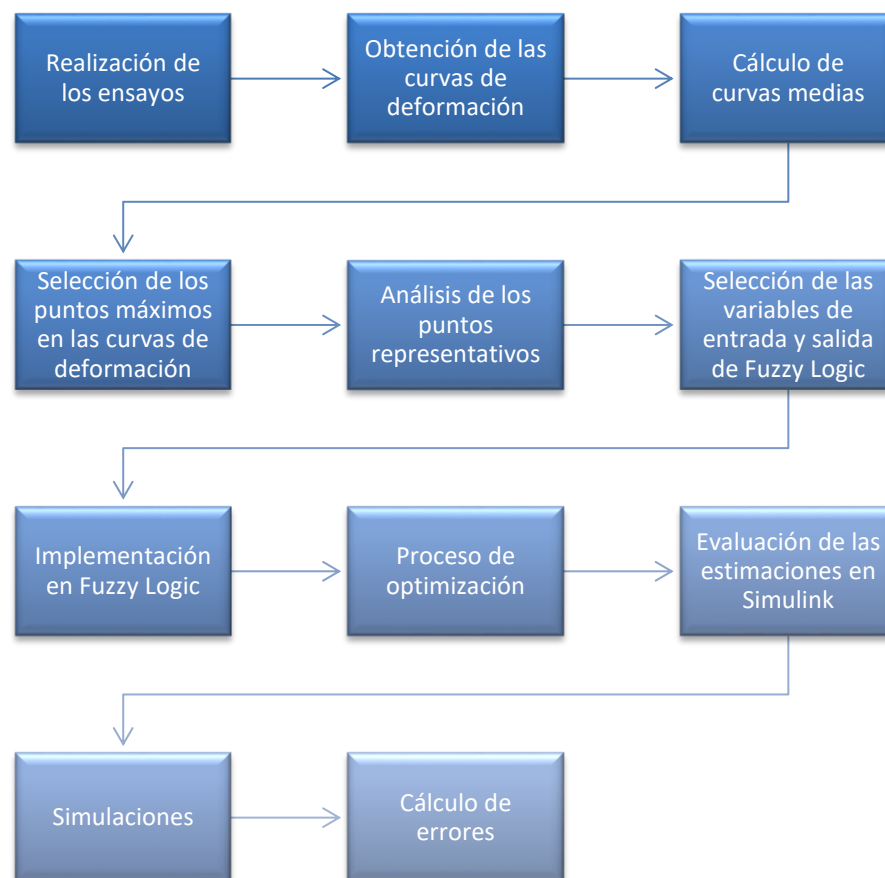


Figura 4.19. Diagrama conceptual general

5. ANÁLISIS DE DATOS EXPERIMENTALES

5.1. Obtención de curvas representativas

Tras someter al neumático a diversas condiciones de trabajo en el ensayo, se obtuvieron las curvas de deformación de todo el perímetro del neumático por unidad de tiempo para cada uno de los canales (*Figura 5.1*). Los saltos que presenta la gráfica son una variación en la carga vertical sobre el neumático: cada salto significativo que se produce muestra el aumento de la carga.

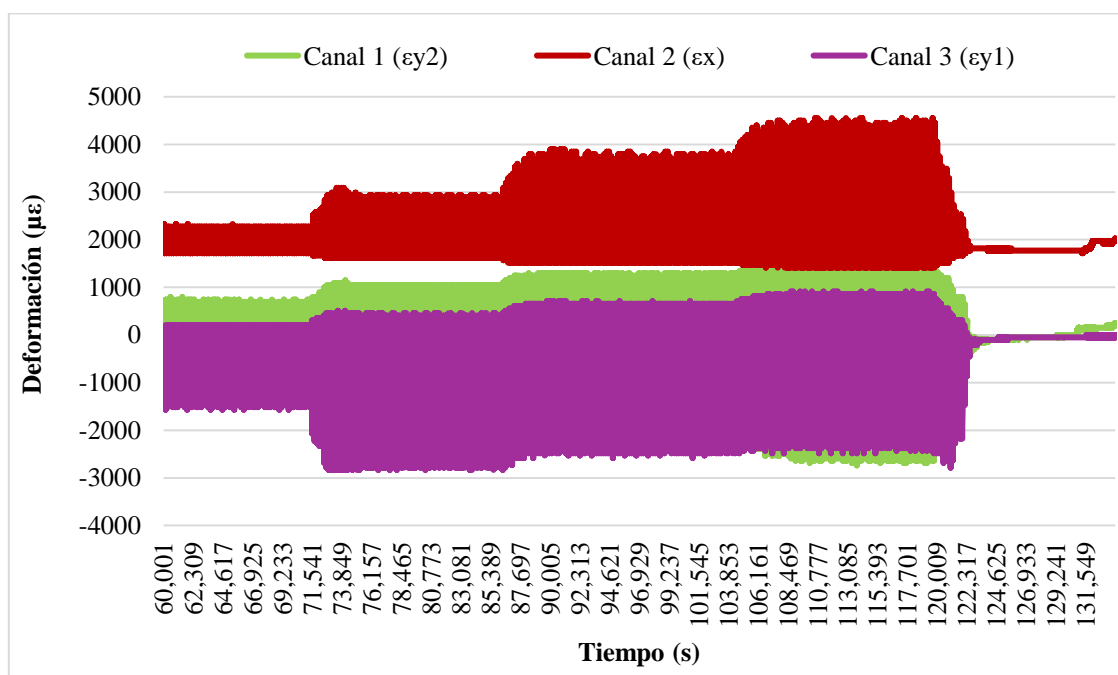


Figura 5.1. Deformaciones obtenidas por unidad de tiempo en el ensayo

El canal 1 (ϵ_{y2}) no mostraba tanta variación en los valores de deformación como en los otros dos, que sí aportaban más información. Por ello, en los análisis se utilizaron únicamente los datos de los canales 2 y 3, correspondientes a la deformación longitudinal y transversal (una de las dos que se midieron), respectivamente.

La cantidad de curvas registradas es inmensa, por ello se calcularon los ciclos medios, es decir, para cada condición de ensayo (carga, presión, velocidad y ángulo) se calculó una curva representativa de la deformación a lo largo de todo el perímetro de la banda de rodadura. En total, se obtuvieron más de 1000 curvas representativas entre los tres canales analizados. De esta manera, se pueden comparar los distintos casos entre sí

y sacar conclusiones claras sobre la influencia de cada parámetro en la deformación del neumático.

5.2. Análisis de puntos significativos (máximos y mínimos de tracción/compresión y offset)

A continuación, se analizan varios ejemplos de curvas representativas y se estudian los puntos más característicos de las mismas, que sirven de base para continuar con el trabajo de implementación en la herramienta Fuzzy Logic y determinar qué influencia ejercen las variables de trabajo sobre la deformación que se produce en la banda de rodadura del neumático.

5.3. Influencia de la presión

La presión del neumático tiene un papel fundamental en el ensayo, ya que un excesivo inflado impediría que la banda de rodadura estuviera correctamente apoyada o se levantaría por la parte central (donde se sitúan las bandas extensiométricas), y las medidas de deformación quedarían distorsionadas.

En la *Figura 5.2* se muestra la curva representativa en función de la presión cuando el neumático está sometido a 250 N, 30 km/h y 8° de ángulo de deriva. Existen tres puntos característicos de esta curva: los máximos corresponden a puntos de deformación a tracción (puntos A y B, *Figura 5.2*) y el mínimo se corresponde a un punto de compresión (punto C, *Figura 5.2*).

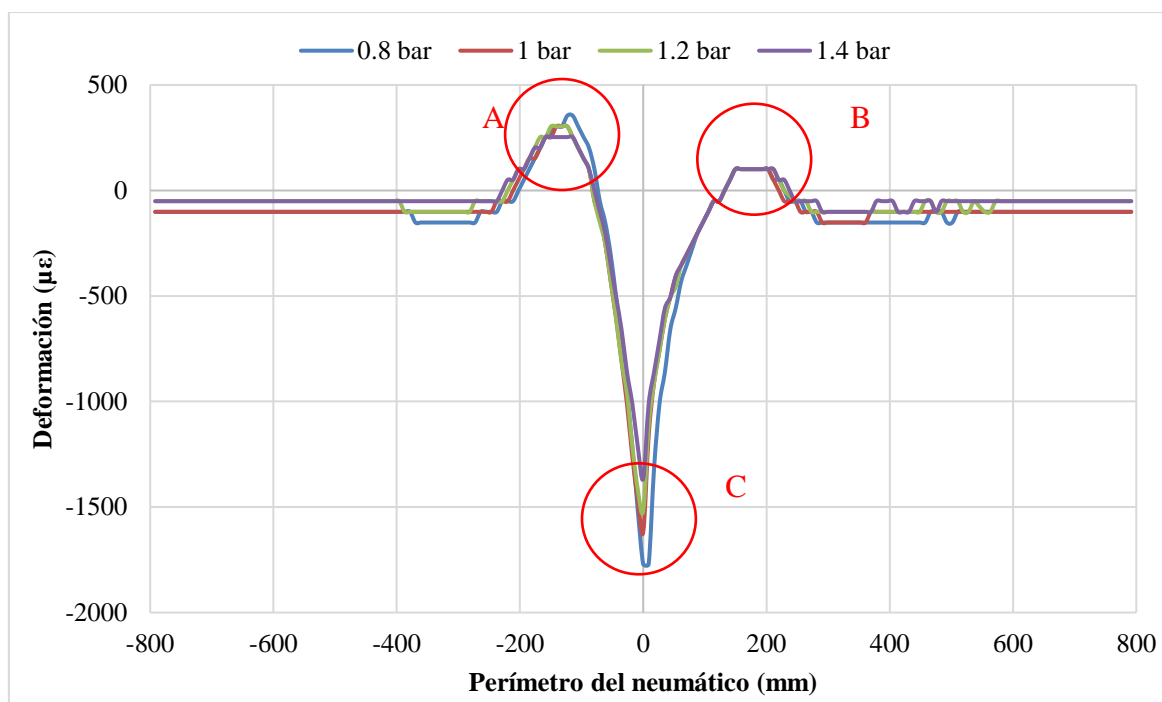


Figura 5.2. Deformaciones en dirección transversal a lo largo del perímetro del neumático en función de la presión (250 N, 30 km/h, 8°)

El primer máximo corresponde al momento previo a la pisada neumático, el segundo máximo al momento después de la pisada y el mínimo se corresponde justamente con el momento donde la superficie de la banda de rodadura donde están pegadas las galgas se pone en contacto con la calzada.

La influencia que tiene la presión en la deformación lateral es lineal, como se puede apreciar en los picos de máxima tensión, correspondientes a los momentos de antes y después de la pisada.

Una mayor presión conlleva una mayor rigidez, y de la gráfica se puede deducir que una mayor rigidez conlleva una disminución en la deformación lateral y también una pérdida de adherencia, lo cual puede convertirse en una situación peligrosa para el control del vehículo.

Las deformaciones longitudinales recogidas para el mismo ejemplo son las mostradas en la Figura 5.3.

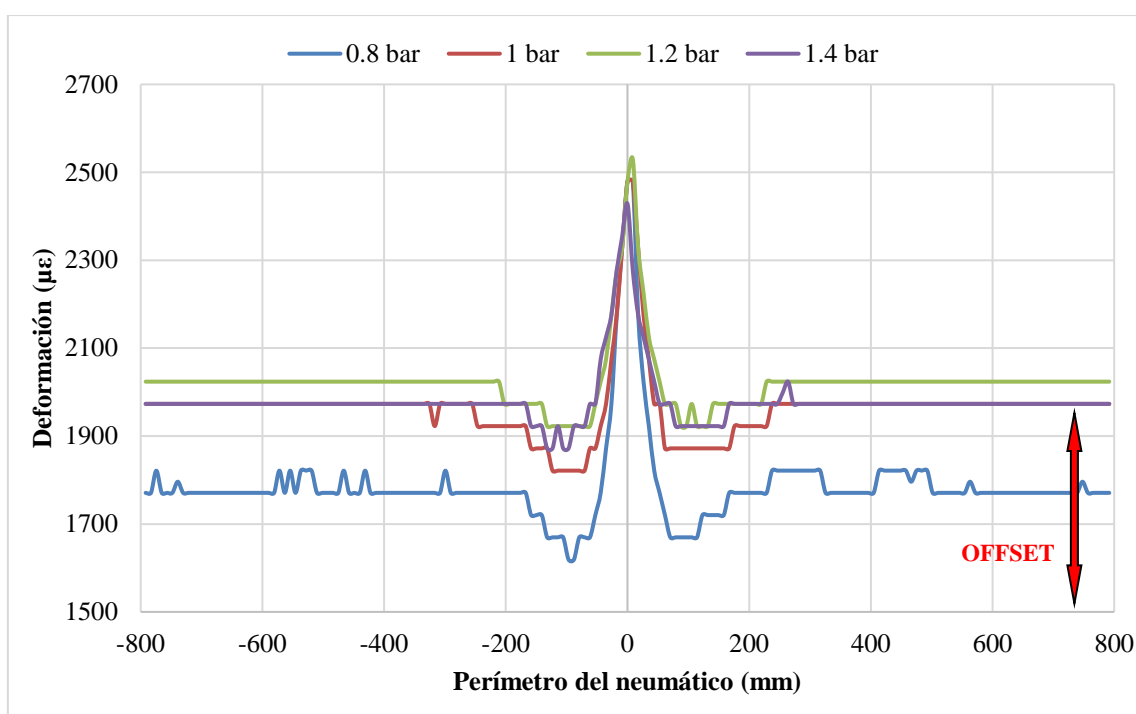


Figura 5.3. Deformaciones en dirección longitudinal a lo largo del perímetro del neumático en función de la presión (250 N, 30 km/h, 8°)

En las curvas de deformación longitudinal sucede lo contrario que en la lateral: antes y después de la pisada es cuando aparecen los puntos mínimos (compresión) y justo en la pisada el punto máximo (tracción). En estas curvas, cuando la superficie donde están pegadas las galgas no está próxima al contacto con el suelo la deformación que registran no es nula, como sucedía en la dirección lateral, sino que presenta valores constantes o casi constantes. A estos valores se les denomina offset de la deformación longitudinal (se indica en la Figura 5.3). Las mayores variaciones en el offset se dan en 0.8 bar, y a medida que aumenta la presión valor del offset se vuelve más constante.

La deformación longitudinal no sigue una relación lineal con la presión, es decir, el aumento de la presión no muestra una disminución en los valores de deformación, como cabría esperar.

Tanto en la dirección lateral como longitudinal la presión influye más en los puntos máximos a la entrada de la huella de contacto que en la salida.

Como los puntos que más información aportan para sacar conclusiones sobre el comportamiento de la deformación del neumático bajo determinadas condiciones, son

los puntos máximos a tracción a la entrada y salida de la huella en dirección transversal, ya que son los que presentan una variación clara con respecto a la variación de las condiciones de trabajo. Lo mismo sucede con los valores de offset de la deformación longitudinal, sufren cambios más significativos que los valores de deformación en el momento de la pisada.

Por todo ello, para el trabajo solo se han considerado los puntos de tracción de la deformación transversal y los valores del offset de la deformación longitudinal.

Debido a que la presión tiene una relación fuertemente no lineal con la deformación, es necesario que la presión sea un parámetro de entrada en el sistema. Como la presión es un parámetro que actualmente se puede medir en tiempo real, se creará un bloque de Fuzzy Logic para cada una de ellas. De esta forma, cuando el neumático experimente un cambio significativo de presión, se podrá utilizar el bloque más adecuado.

A continuación, se estudia el comportamiento que presentan las curvas de deformación en función de la presión manteniendo constantes la carga, velocidad y el ángulo de deriva. Como se podrá observar, en ninguna de las dos direcciones de deformación sigue una tendencia lineal.

En la Figura 5.4 se muestra la deformación en el eje transversal antes de la pisada y en la Figura 5.5 después de la pisada del neumático a 10 km/h, 500 N de carga vertical y un ángulo de 4 para las cuatro presiones:

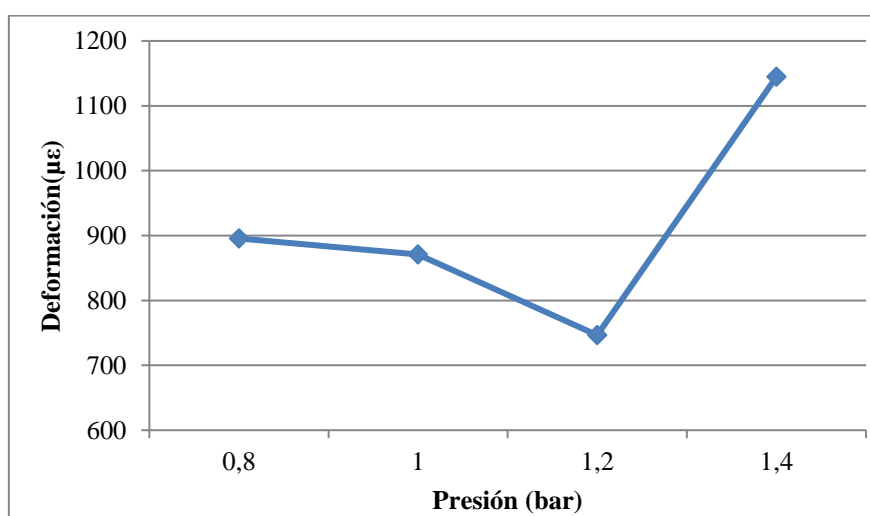


Figura 5.4. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la presión (10 km/h, 500 N, 4°)

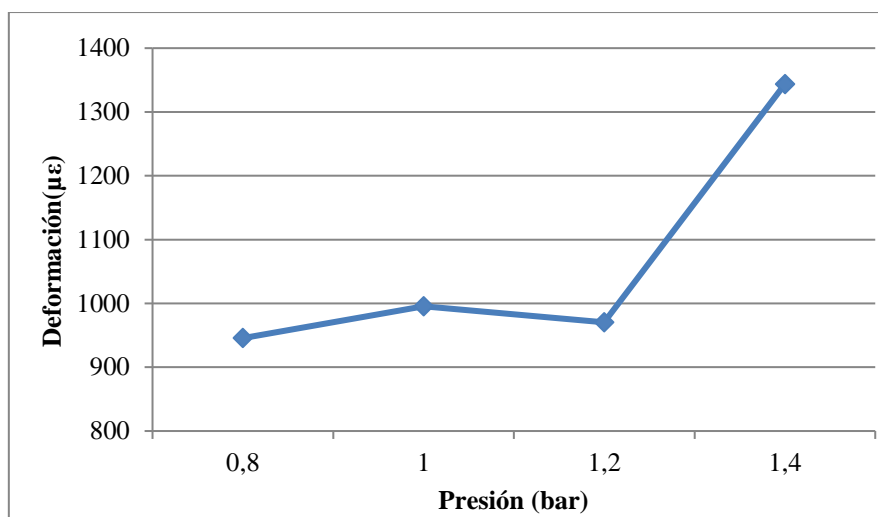


Figura 5.5. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la presión (10 km/h, 500 N, 4°)

En la Figura 5.6 se representan la deformación del eje longitudinal para las mismas condiciones. En este caso, a medida que se aumenta la presión de inflado del neumático se incrementa la deformación en la dirección x, pero se trata de algo excepcional, pues como se verá en el siguiente ejemplo no siempre sucede y el comportamiento de la deformación con respecto a la presión no tiene un comportamiento estable.

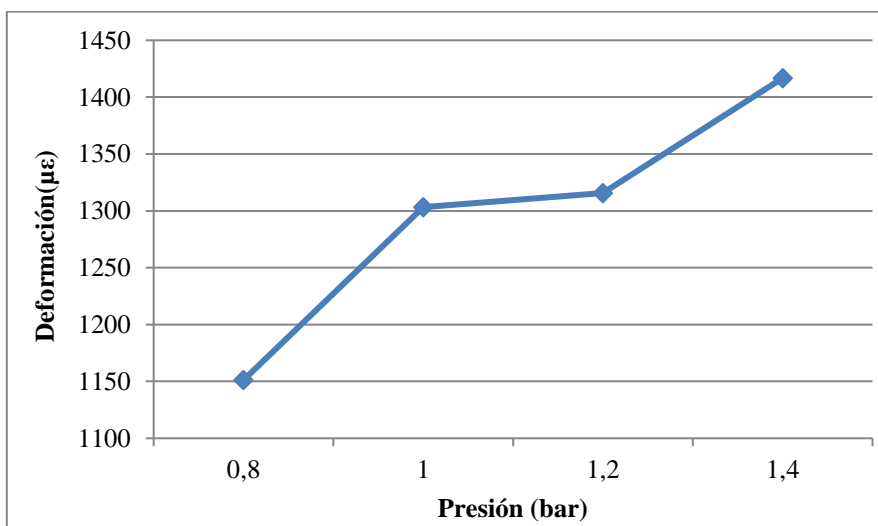


Figura 5.6. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la presión (10 km/h, 500 N, 4°)

Para el caso de 50 km/h, 500 N de carga vertical y 2° de ángulo de deriva sucede una variación atípica de la deformación transversal con respecto a la presión, pues en 1.2

bares cae hasta un valor negativo antes de la pisada, lo que significa que no hay un comportamiento a tracción como se da en el resto de pruebas, sino que se produce una compresión. Con una presión de inflado de 1.4 bares la deformación registrada antes de la pisada es nula y lo mismo sucede en 1.2 y 1.4 bares después de la pisada (*Figura 5.7 y Figura 5.8*).

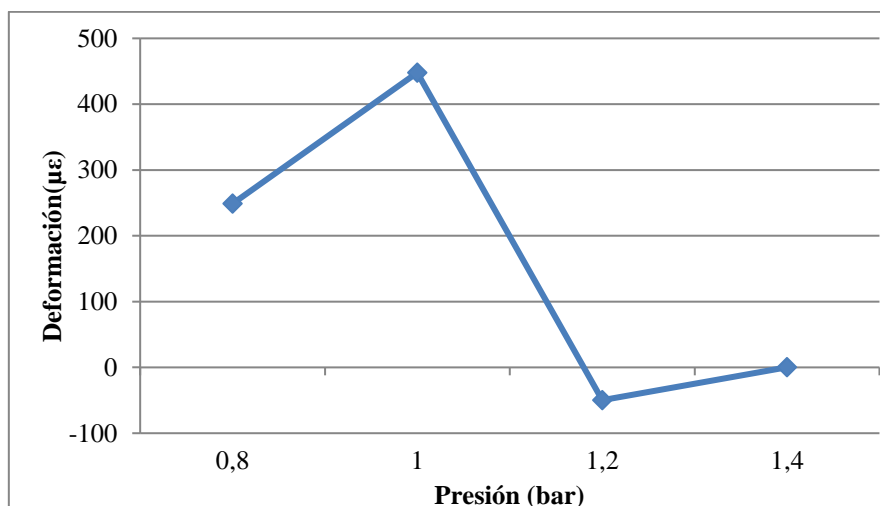


Figura 5.7. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la presión (50 km/h, 250 N, 2°)

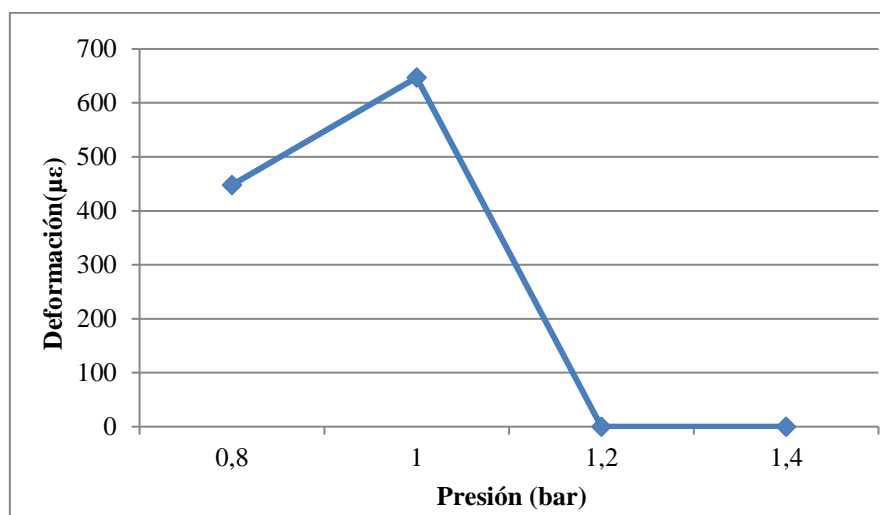


Figura 5.8. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la presión (50 km/h, 250 N, 2°)

La deformación en el eje longitudinal no sigue la tendencia ascendente del ejemplo anterior, sino que se produce un aumento drástico desde 0.8 bar hasta 1 bar y luego disminuye ligeramente.

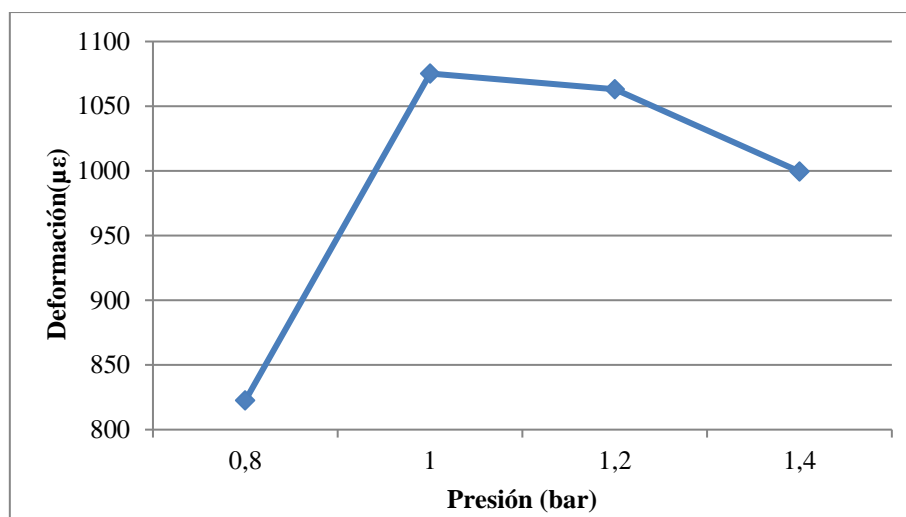


Figura 5.9. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la presión (50 km/h, 250 N, 2°)

En la gráfica de la *Figura 5.10* se representan los valores máximos de la deformación longitudinal en función de la presión para cada velocidad. Se puede observar que la máxima de todas corresponde a la velocidad y presión más altas (50 km/h y 1.4 bar), tal como era de esperar, ya que el neumático en esas condiciones está sometido a un mayor estiramiento debido al inflado. Para las dos presiones más bajas la deformación en esta dirección no aumenta con la velocidad, como sí ocurre en las otras dos.

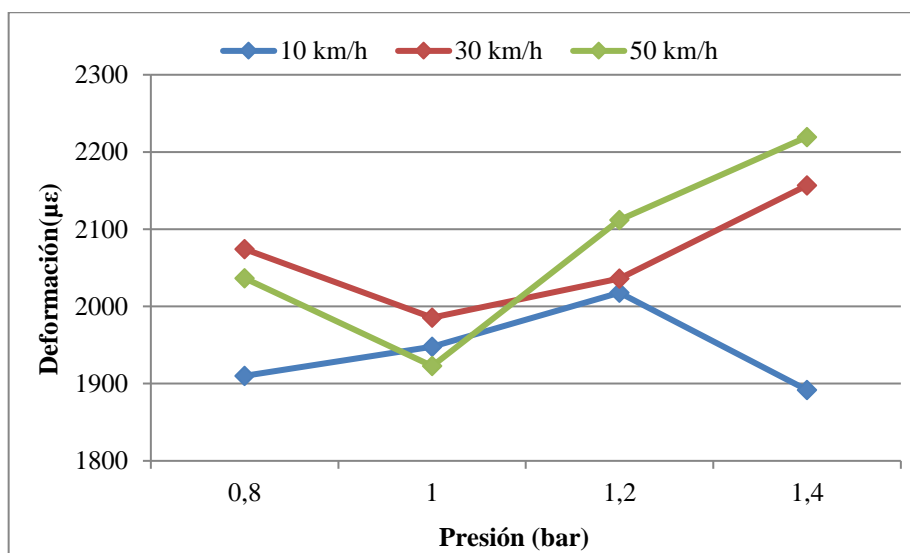


Figura 5.10. Valores máximos del offset de las deformaciones longitudinales para cada velocidad y presión

5.4. Influencia de la velocidad

Al incrementar la velocidad, el tiempo de contacto de la banda de rodadura con la calzada es menor, por lo que la adhesión calzada-neumático necesaria para la adherencia se ve alterada negativamente. Esto repercute también en la deformación que se producen en el contacto.

En la *Figura 5.11* se puede observar que cuando el neumático está sometido a 250 N, a una presión de inflado de 1.2 bar y 8° de deriva la deformación longitudinal no varía proporcionalmente con la velocidad a lo largo del perímetro del neumático, sino que es a 30 km/h cuando la banda de rodadura sufre mayores deformaciones.

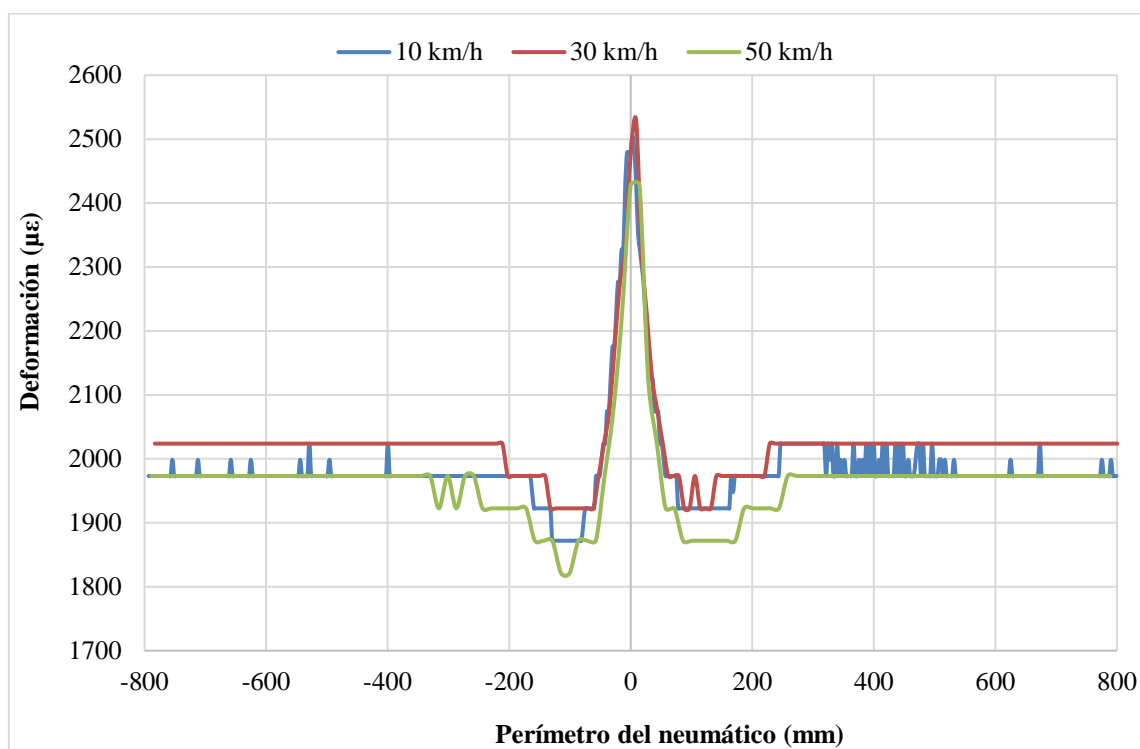


Figura 5.11. Deformaciones longitudinales a lo largo del perímetro del neumático en función de la velocidad (1.2 bar, 250 N, 8°)

La velocidad y la deformación longitudinal no varían linealmente, no se puede reconocer un comportamiento lógico. Los valores de offset de la deformación longitudinal presentan mayores variaciones a velocidades bajas, al igual que sucedía para presiones bajas.

Sin embargo, la velocidad tiene más influencia en la deformación lateral. En curva, como el neumático está girado, la fuerza centrífuga tiene una componente lateral y otra longitudinal, en función de la velocidad y el ángulo de deriva puede suceder que la componente lateral sea mayor a la longitudinal.

Para estudiar la influencia de la velocidad en la deformación se mantienen constantes los valores de la presión, carga y ángulo de deriva. Tampoco existe una tendencia fija a medida que se aumenta la velocidad, pero sí que se aprecia que la variación que desarrolla es menor a la que se da con la influencia del resto de parámetros. En este caso, al hecho de tener una pisada más irregular durante las curvas se le añade que un aumento de la velocidad incrementa las fuerzas laterales sobre el neumático, haciendo al vehículo más inestable y con riesgo de pérdida de adherencia.

Como ejemplo, se representan las distintas deformaciones correspondientes a 0.8 bar, 500 N y ángulo de deriva de 4°.

La deformación lateral antes de la pisada del neumático decrece para una velocidad de 30 km/h, aunque como ya se ha mencionado, la variación es menos significativa que con el resto de parámetros (*Figura 5.12*).

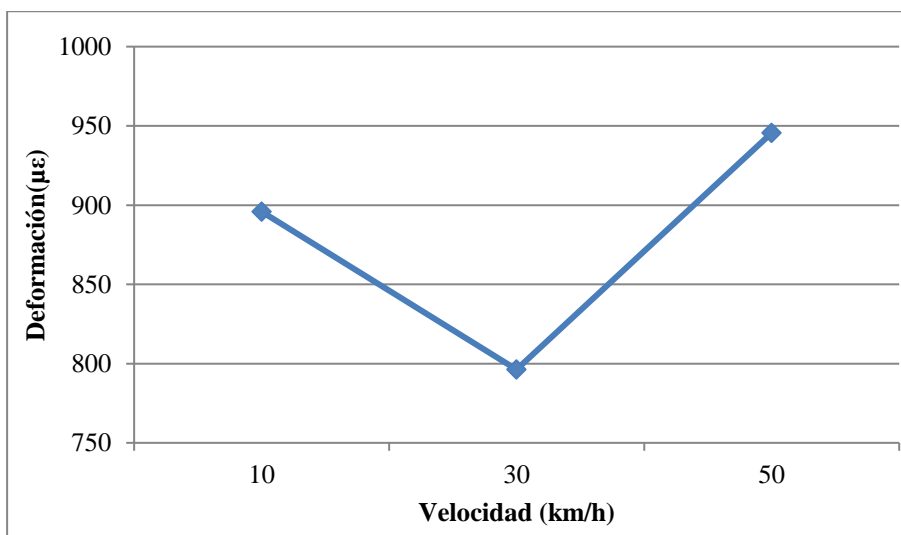


Figura 5.12. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la presión (0.8 bar, 500 N, 4°)

La deformación lateral después de la pisada sí presenta una tendencia más progresiva con la velocidad (Figura 5.13)

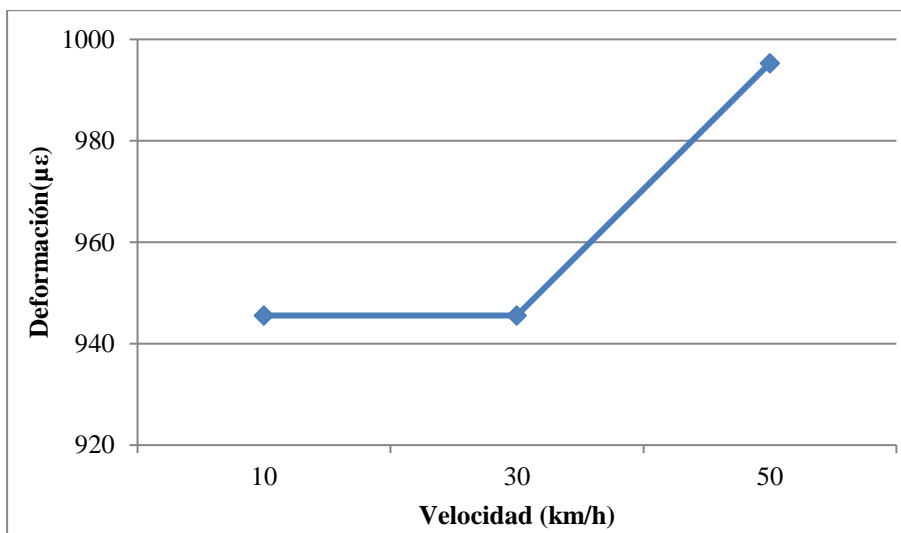


Figura 5.13. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la presión (0.8 bar, 500 N, 4°)

Tal como se observaba en las curvas de la deformación longitudinal registrada, no se produce una tendencia lineal. De nuevo, es para 30 km/h cuando la deformación se desvía hasta puntos más altos (Figura 5.14).

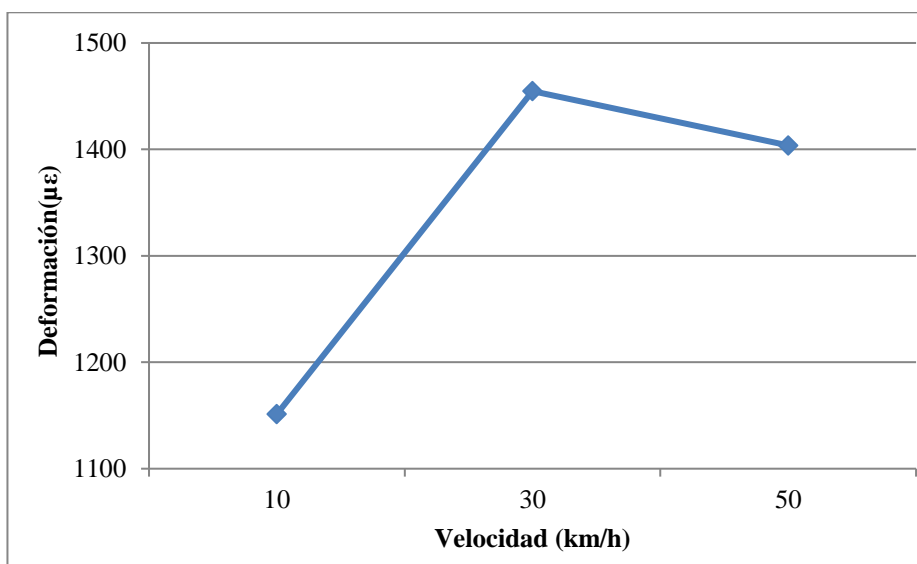


Figura 5.14. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la presión (0.8 bar, 500 N, 4°)

5.5. Influencia de la carga

Las curvas representativas en función de la carga varían de manera lineal. En el ejemplo de la *Figura 5.15* se aprecia la progresión lineal de la deformación en los puntos máximos antes y después de la pisada con la carga. Sin embargo, justo en el momento de la pisada, es a 500 N cuando mayor deformación se produce.

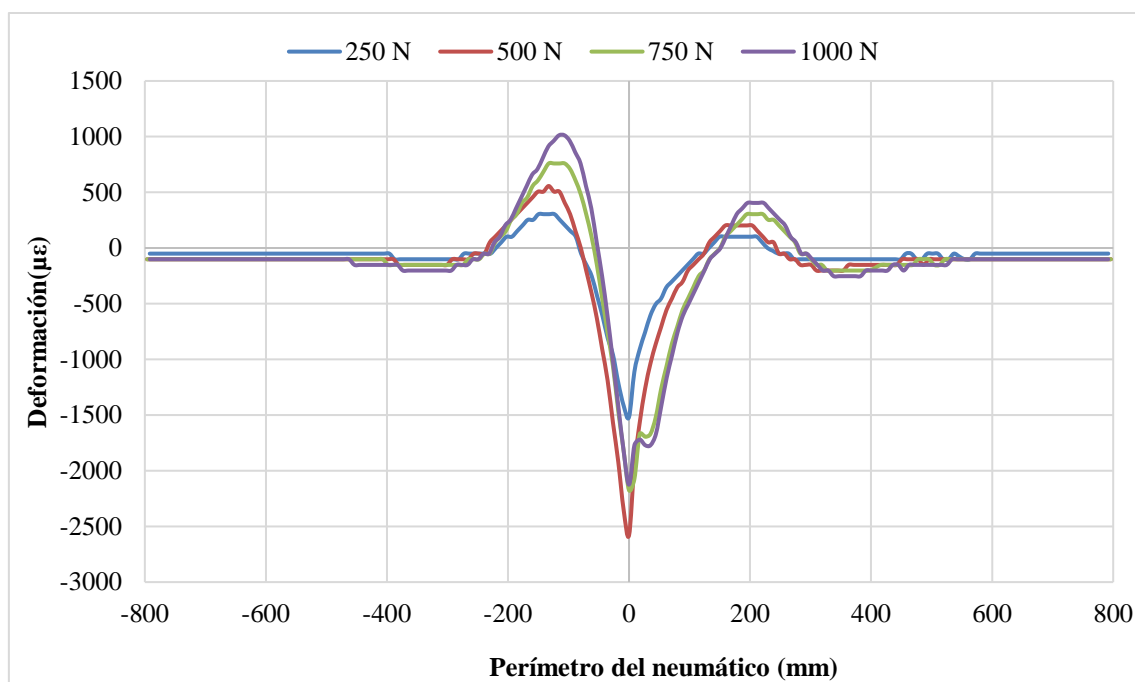


Figura 5.15. Deformaciones en dirección lateral a lo largo del perímetro del neumático en función de la carga (1.2 bar, 30 km/h, 8°)

La relación estrecha entre la deformación ϵ_y y la carga es una de las razones por las que la carga debe ser un parámetro de salida y se vincularán debidamente en las reglas de los bloques de Fuzzy Logic.

Las curvas de deformación en la dirección longitudinal también siguen una tendencia lineal en el punto máximo de tracción, es decir, en el momento de la pisada (*Figura 5.16*). Otro aspecto interesante de estas curvas es el comportamiento en los momentos que no están en contacto con la calzada, donde los valores de offset en dirección longitudinal no se ven afectados apenas con el aumento de este parámetro. Es por ello por lo que en la implementación en Fuzzy Logic se toma como constante para una misma presión, velocidad y ángulo de deriva. Esto podría deberse a la estructura

radial del neumático, pero al no poder comparar los resultados con los de un neumático con estructura diagonal no puede afirmarse de manera firme.

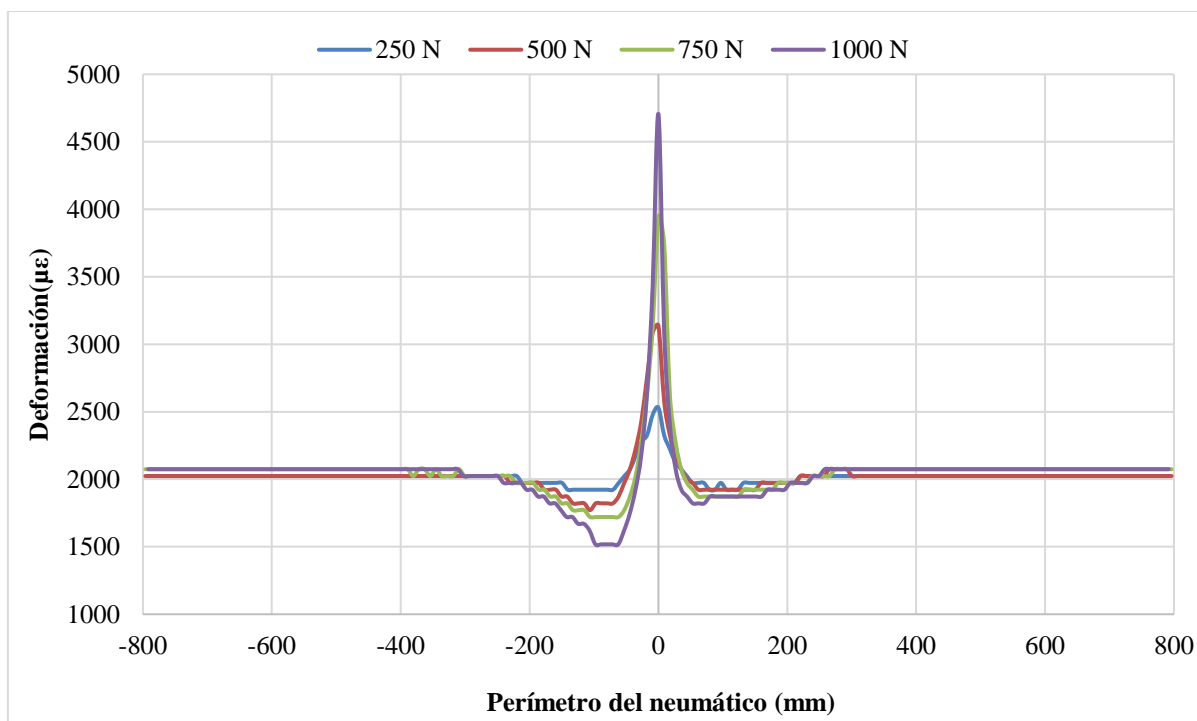


Figura 5.16. Deformaciones en dirección longitudinal a lo largo del perímetro del neumático en función de la carga (1.2 bar, 30 km/h, 8°)

Se puede afirmar que alrededor de 0 mm (momento de la pisada) la carga afecta más longitudinalmente que lateralmente, ya que el pico de tracción es muy alto y hay variaciones más importantes que en el canal lateral, donde por ejemplo entre 750 N y 1000 N no hay gran diferencia.

Tanto en el canal longitudinal como en el lateral, la carga afecta más en los puntos máximos a la entrada de la huella de contacto que a la salida.

La influencia de la carga en la deformación se estudia manteniendo constantes la presión, la velocidad y el ángulo de deriva. En general, la tendencia es que al incrementar la carga vertical la deformación en la dirección transversal de la banda de rodadura también aumenta, pero no de forma lineal. Este comportamiento se debe a un mayor esfuerzo vertical que presiona el neumático contra la calzada y lo estira,

mejorando el contacto (siempre y cuando la presión sea la adecuada) y generalmente, la adherencia.

A continuación se representa, como ejemplo, la deformación del caso para 0.8 bares, 10 km/h y 500 N de carga (*Figura 5.17* y *Figura 5.18*).

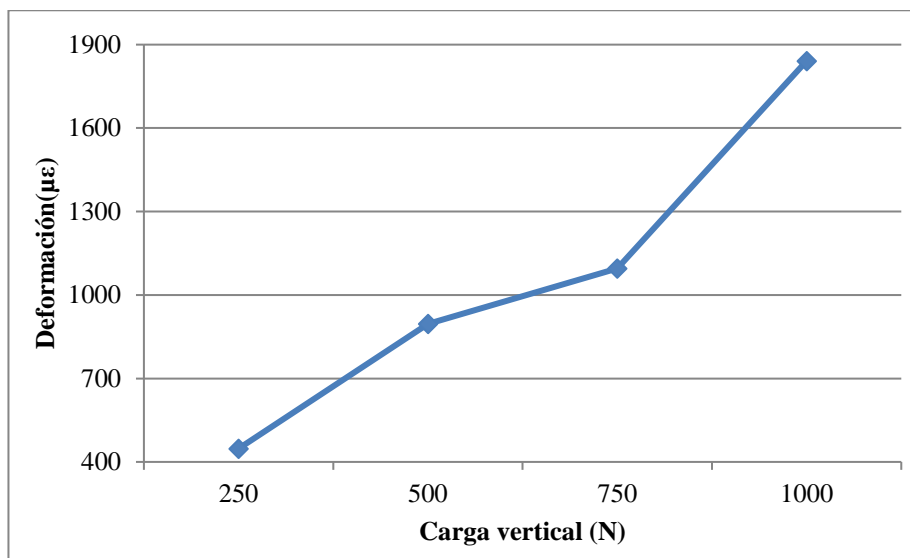


Figura 5.17. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función de la carga (0.8 bar, 10 km/h, 4°)

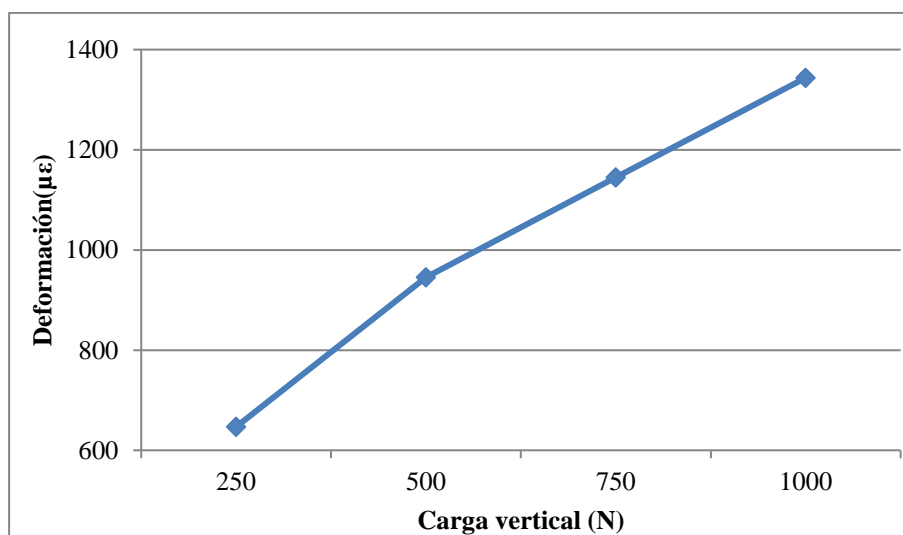


Figura 5.18. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función de la carga (0.8 bar, 10 km/h, 4°)

Sin embargo, hay algunos casos en los que la deformación transversal se mantiene constantes a pesar del aumento de la carga, como el de la *Figura 5.19*.

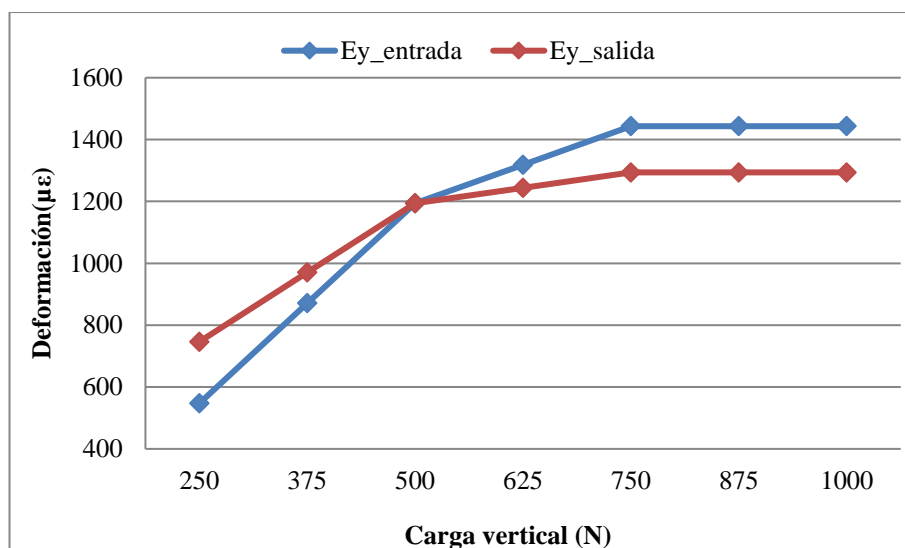


Figura 5.19. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección transversal en función de la carga (0.8 bar, 50 km/h, 10°)

La deformación en la dirección longitudinal no se ve afectada de forma significativa por el aumento en la carga vertical como se observa en la Figura 5.20 del primer ejemplo. Este suceso tendrá especial importancia a la hora de implementar las reglas de cada programa, pues solo será necesario relacionar el offset con la presión, la velocidad y el ángulo.

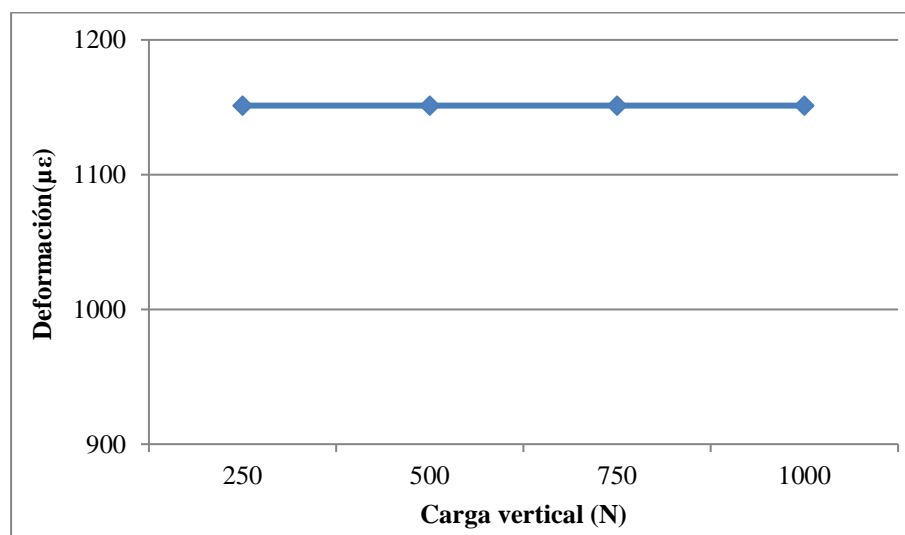


Figura 5.20. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la carga (0.8 bar, 10 km/h, 4°)

5.6. Influencia del ángulo de deriva

Cuando el neumático se somete a una curva, se está variando el ángulo de deriva, y por tanto la forma de su pisada. Esto es un aspecto clave para comprender de qué manera se comporta la deformación cuando el neumático se ve sometido a tal cambio en sus condiciones dinámicas.

La variación que el ángulo provoca en la deformación transversal es menor que la que sufre longitudinalmente. En la siguiente figura se muestra un ejemplo de la evolución de la deformación en el eje x.

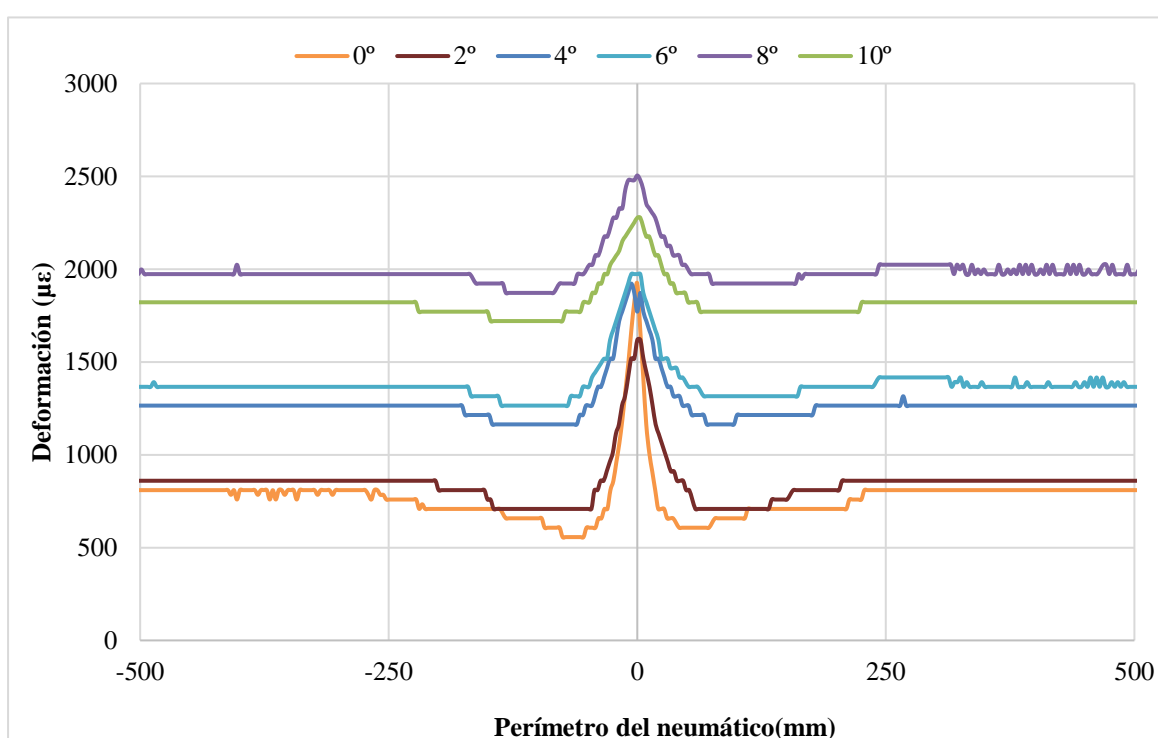


Figura 5.21. Deformaciones en dirección longitudinal a lo largo del perímetro del neumático en función del ángulo (1.2 bar, 250 N, 10 km/h)

Cuando el ángulo de deriva incrementa también lo hace la deformación. Los valores del offset se mantienen constantes para ángulos entre 2° y 10°, siendo más inestable para un ángulo de deriva nulo. Por tanto, para ángulos bajos también presentan oscilaciones, al igual que para presiones y velocidades bajas.

El ángulo de deriva, junto con la carga vertical, son parámetros de salida del sistema por la importancia que tienen en el comportamiento dinámico del vehículo, además de no contar con sensores que los midan directamente en la actualidad (a diferencia de la presión y la velocidad).

A continuación, se mantendrán constantes los parámetros de la carga, la presión y la velocidad. En el siguiente ejemplo se aprecia como la deformación en el eje transversal antes de la pisada se incrementa en función del ángulo de deriva. Como sucedía con la variación en la carga, hay puntos en los que se mantienen invariables (desde 2° hasta 6°).

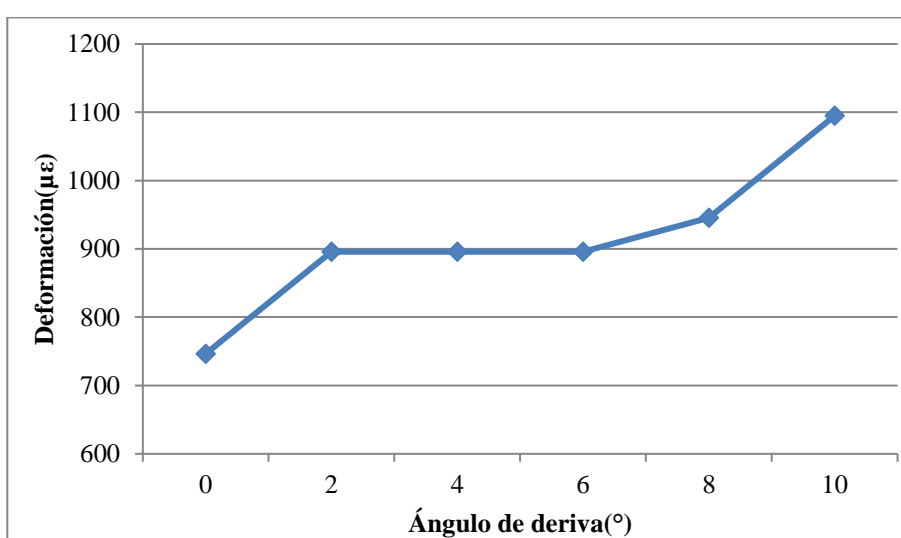


Figura 5.22. Evolución de la deformación en dirección transversal antes de la pisada en función del ángulo (0.8 bar, 10 km/h, 500 N)

En cuanto a las de después de la pisada no sigue la tendencia ascendente y se produce una bajada en 6°, debido a que la forma de la huella de contacto puede variar considerablemente.

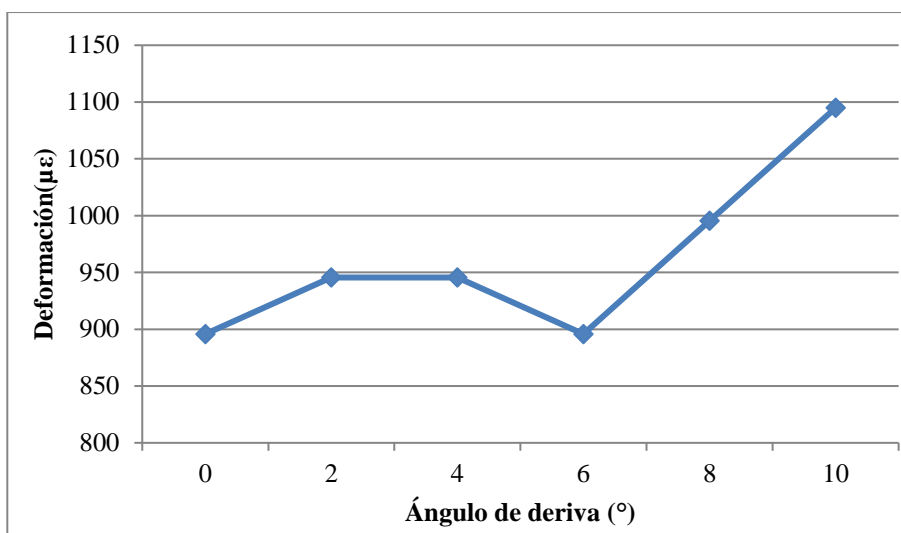


Figura 5.23. Evolución de la deformación en dirección transversal después de la pisada en función del ángulo (0.8 bar, 10 km/h, 500 N)

Lo mismo sucede con la deformación del offset, que se produce una caída en 2° y 8°.

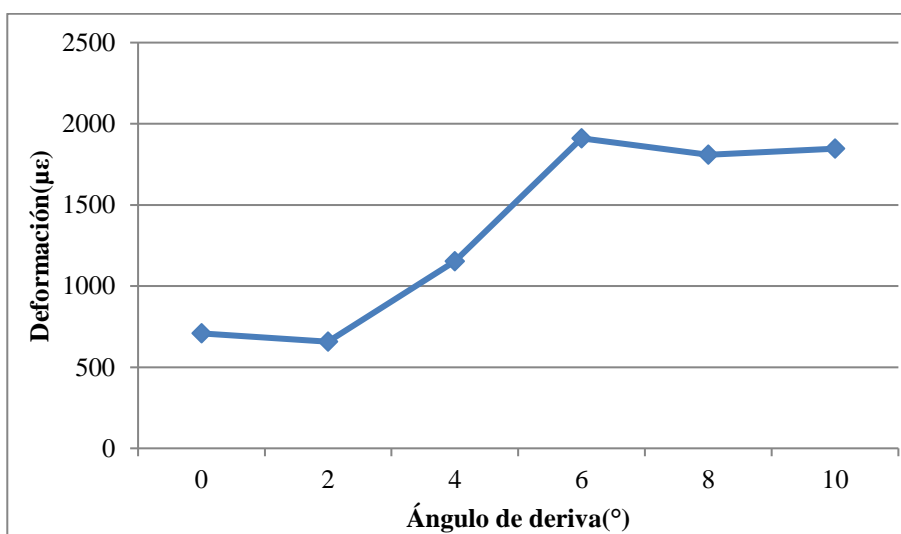


Figura 5.24. Evolución de los valores del offset de la deformación en dirección longitudinal en función del ángulo (0.8 bar, 10 km/h, 500 N)

Se puede observar en la Figura 5.25 y la Figura 5.26 que se produce una caída en el valor de la deformación en dirección longitudinal cuando el neumático gira un ángulo de 10°.

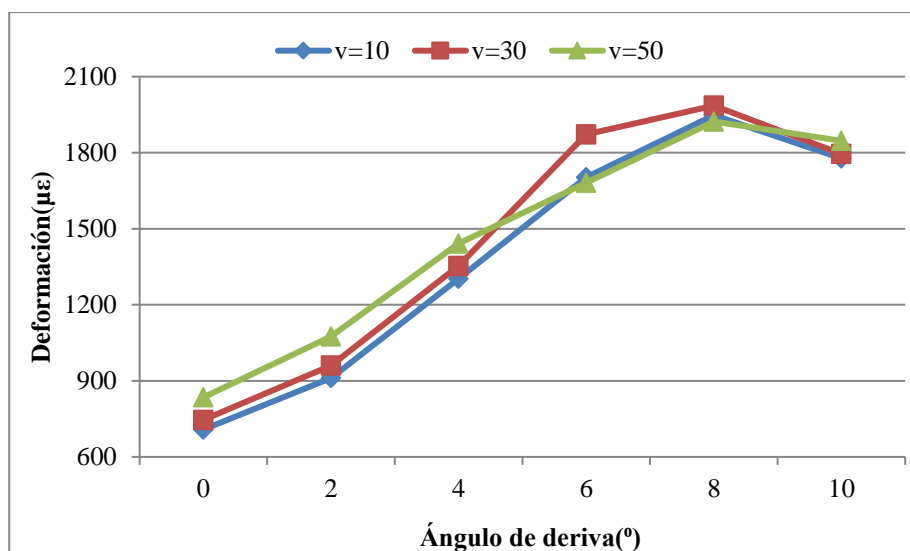


Figura 5.25. Evolución de los valores de offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la velocidad y el ángulo (1 bar)

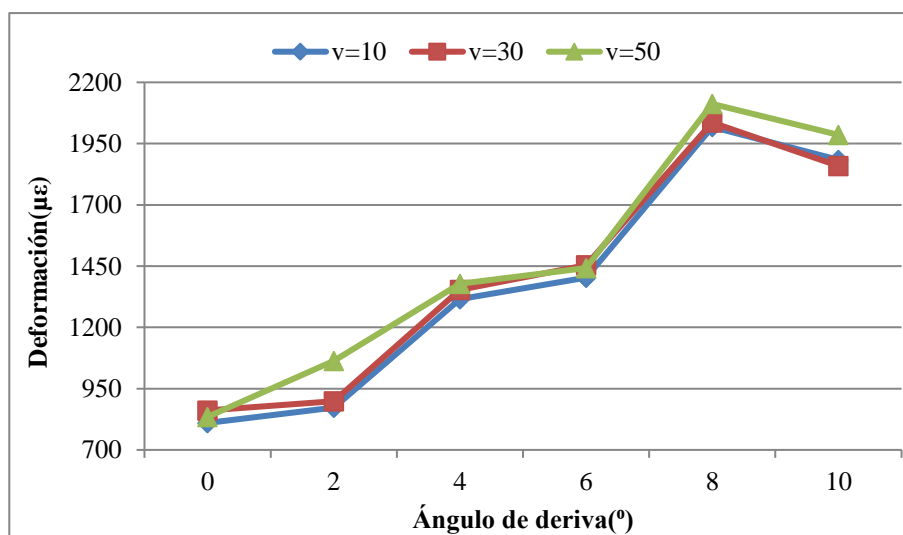


Figura 5.26. Evolución de los valores de offset de la deformación en dirección longitudinal en función de la velocidad y el ángulo (1.2 bar)

En este apartado se ha podido demostrar la importancia de los tres puntos de las curvas de deformación escogidos para trabajar con ellos posteriormente, por ser los que mayor variación presentaban dentro de dichas curvas y, por tanto, los más representativos de la situación bajo ciertas condiciones de carga, presión, velocidad y ángulo de deriva. Estos valores son la deformación a la entrada y a la salida de la huella de contacto en dirección lateral y el valor del offset en la deformación longitudinal.

Gracias a ellos se han podido extraer conclusiones sobre aspectos importantes del comportamiento del neumático y llevar a cabo la implementación en Fuzzy Logic.

También se ha podido observar que el pico de la entrada en dirección lateral varía con el ángulo y con la carga, y el offset en dirección longitudinal sólo varía con el ángulo, lo cual es significativo para determinar las variables de entrada y salida del sistema de Fuzzy Logic.

6. IMPLEMENTACIÓN EN FUZZY LOGIC

6.1. Planteamiento

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se decidió tomar como variables de entrada la deformación a la entrada y salida de la huella del canal 2 y el offset del canal 3, por ser los puntos en los que la deformación tiene una relación más lineal con la variación de las condiciones de trabajo.

La presión y la velocidad se tomaron como valores conocidos y figuran como entrada también, pues son parámetros que se pueden medir en la actualidad.

Las variables de salida son la carga a la que se somete el neumático y el ángulo de deriva, pues son variables que se desea estimar por no poder medirse en la actualidad directamente. Se representan en la *Figura 6.1*, tal y como aparecen en la herramienta Fuzzy Logic.

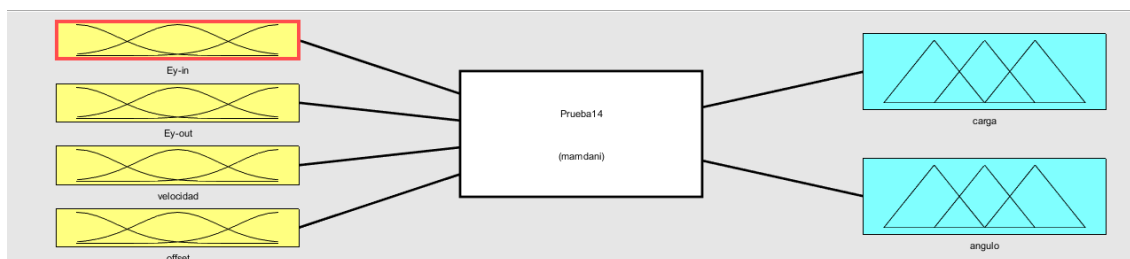


Figura 6.1. Representación de las entradas y salidas del sistema en FuzzyLogic

El planteamiento del estudio se hará de forma que se creará un bloque de Fuzzy Logic a partir de los datos registrados para cada presión, por la influencia que ésta ejerce en la deformación.

Para mayor entendimiento de los pasos que se han seguido dentro de la Implementación de Fuzzy Logic, se adjunta el siguiente esquema conceptual.

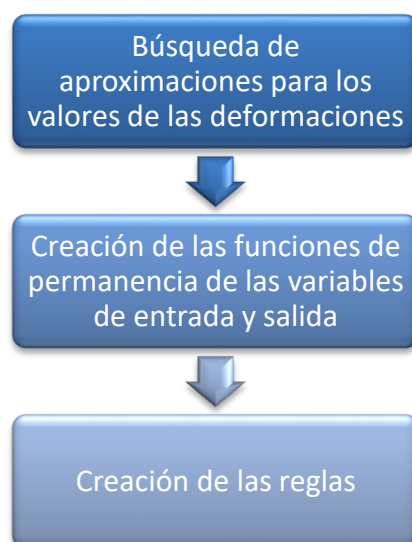


Figura 6.2. Diagrama conceptual sobre la implementación en Fuzzy Logic

6.2. Búsqueda de una aproximación óptima para cada presión

Para implementar un programa en Fuzzy Logic es necesario establecer primero cuáles serán los valores de pertenencia completa en sus funciones correspondientes de la deformación en el eje x e y. Para ello, no se usarán los datos experimentales, sino valores aproximados. Es decir, cada aproximación se corresponderá a un valor de pertenencia que da nombre a cada una de las funciones, por ejemplo, un valor de deformación de 756,55 se aproximará a 750 por ser el valor de pertenencia completa más cercano. La razón es que de esta manera se reducen el número de funciones considerablemente, comparadas con las que habría si se creara una función por cada valor experimental registrado. Sin embargo, se puede dar el caso en el que la aproximación que se le atribuya a una deformación diste bastante de parecerse al valor experimental, por ello, el objetivo es encontrar unas aproximaciones que se parezcan lo máximo posible a la mayor parte de los datos experimentales.

En el caso de la deformación en el eje transversal (eje y), los valores de pertenencia completa están separados entre sí de forma equidistante en la medida de lo posible. Si se usaran los valores experimentales para crear las funciones, aparecerían en ocasiones

unas muy próximas de otras, lo cual también provocaría errores en la estimación de valores intermedios por un solapamiento excesivo de éstas, algo que se comentará más adelante.

Si se definieran pocas aproximaciones (valores de pertenencia) muchos de los datos se alejarían bastante de los experimentales, generando errores grandes. Esta idea disminuye el número de funciones y mejora el tiempo de simulación, pero la estimación, en general, es muy mala. Si por el contrario se diseñara con muchas aproximaciones, la precisión de la estimación es muy buena porque existiría un gran número de funciones, pero ralentizaría la simulación.

Para la deformación longitudinal (eje x), el número de datos es bastante menor, por lo que se intentará en este caso que la aproximación sea mucho más parecida al caso experimental. Los datos de los offset registrados son más dispersos unos de otros que en el eje y. Por ello, la distribución de los valores de pertenencia de las funciones no seguirá un patrón tan claro como en las del eje transversal. En general, se buscarán aproximaciones que agrupen los datos cuyos valores sean similares (se intentará que sea un valor medio) y que estén separadas unas de otras una distancia suficientemente grande para evitar un excesivo solapamiento. Sin embargo, en ocasiones esto último no será posible porque de hacerlo surgirían equivocaciones en la futura programación de las reglas, causando equivocaciones entre algunas de ellas y errores considerables. En ese caso, se crearía otra aproximación (otro valor de pertenencia) aunque la distancia que las separa fuera menor.

6.2.1. Presión de 0.8 bar

Para el primer caso, la deformación en el eje transversal antes de la pisada del neumático (E_{y_in}), después de la pisada (E_{y_out}) y en el eje longitudinal (E_{x_offset}) se registraron en el ensayo valores experimentales entre los rangos que se recogen en la *Tabla 6.1*. También se ha añadido el intervalo de valores en el que se crearan los futuros valores de pertenencia y la separación entre cada una.

Tabla 6.1. Intervalos de trabajo de la deformación en 0.8 bar

Deformación	Mínima ($\mu\epsilon$)	Máxima ($\mu\epsilon$)	Intervalo para funciones ($\mu\epsilon$)	Distancia entre valores de pertenencia	Número de funciones
Ey_in	150	2239.46	50 - 2350	100	20
Ey_out	248.8	1758	150 – 1850	100	14
Ex_Offset	633	2074	525 - 2300	Sin definir	10

La distancia entre los valores de pertenencia más adecuada que se ha encontrado para *Ey_in* e *Ey_out* después de numerosas pruebas es de 100. Una separación mayor simplificaba el programa porque significaba menor número de funciones, pero era más rígido; a muchos de los valores experimentales se les adjudicaban aproximaciones alejados del valor experimental e inferían con otros casos para los que la aproximación sí era buena, provocando unos errores en las estimaciones de ambos. Unas separaciones por debajo de 100 complicaban la programación debido a un mayor número de funciones, aunque flexibilizaban el programa: no se daban prácticamente ocasiones en los que unos casos intercedieran con otros. Sin embargo, el coste computacional era alto.

Teniendo en cuenta esto, el número de valores de pertenencia, es decir, el número de funciones que resultaban para la deformación en el eje *Y* a la entrada y la salida era de 22 y 16, respectivamente. Sin embargo, después de asignar a cada deformación una aproximación se observó que dos de *Ey_in* y dos de *Ey_out* no habían sido asignadas a ninguna deformación. Por ello, finalmente el número de funciones fueron 20 y 14, respectivamente.

Las aproximaciones creadas para la variable *Ex_offset* se escogieron sin fijar una distancia constante entre ellas, a diferencia de como se había hecho con la deformación en dirección transversal. El número total de aproximaciones fue de 10. Más adelante, en 6.3. *Creación de las funciones y reglas en la herramienta FuzzyLogic* se detallarán cuáles son los valores de pertenencia y las limitaciones encontradas.

6.2.2. Presión de 1 bar

Para el caso en que la presión de los neumáticos es 1 bar, las deformaciones mínimas aumentan y las máximas disminuyen comparadas con las de 0.8 bar, tal como se muestra en la *tabla 6.2*. La idea era partir de una distancia entre aproximaciones de 100 al igual que en la anterior presión, si no se lograban resultados óptimos, se disminuirían. Se comprobó que, efectivamente, el número de funciones de pertenencia era insuficiente para crear estimaciones que podamos considerar válidas, entonces se redujo la distancia hasta conseguir aproximadamente el mismo número de funciones que en el caso previo. Esto se consigue cuando existe una separación de los valores de pertenencia de al menos 75 unidades.

Tabla 6.2. Intervalos de trabajo de las deformaciones en 1 bar

Deformación	Mínima ($\mu\epsilon$)	Máxima ($\mu\epsilon$)	Intervalo para funciones ($\mu\epsilon$)	Distancia entre valores de pertenencia	Número de funciones
Ey_in	348.36	1741.80	225 - 1900	75	20
Ey_out	497.66	1592.51	325 - 1700	75	16
Ex_Offset	708	1985.5	620 - 2050	Sin definir	10

Se eliminaron dos aproximaciones para la variable *Ey_in* que no estaban asignadas a ningún valor de deformación y se modificó una. Esto se explicará en el apartado 6.3. Las aproximaciones para la variable de *Ey_out* dentro del intervalo mostrado son asignadas a algún dato de deformación y las creadas para la variable *Ex_offset* también fueron 10.

6.2.3. Presión de 1.2 bar

En este caso, la deformación más pequeña se trata de una deformación negativa en dirección transversal, lo cual significa que el neumático está sufriendo una compresión. Se observa que el máximo valor del offset es algo mayor al de las presiones anteriores.

Para esta presión, se escogieron de nuevo valores con una distancia de 100 entre sí para crear las aproximaciones. Al comprobar que se obtenían el mismo número de funciones que en las anteriores pruebas aproximadamente, se dieron por válidas y más adelante se comprobaría en la simulación si las estimaciones también lo eran.

Tabla 6.3. Intervalos de trabajo de las deformaciones en 1.2 bar

Deformación	Mínima ($\mu\epsilon$)	Máxima ($\mu\epsilon$)	Intervalo para funciones ($\mu\epsilon$)	Distancia entre valores de pertenencia	Número de funciones
Ey_in	-49	1990.63	-200 - 2150	Cada 100	21
Ey_out	0	1990.63	-150 – 2150	Cada 100	20
Ex_Offset	810	2112	750 - 2200	Sin definir	8

Para los valores de antes de la pisada (*Ey_in*) se mantuvieron todas las aproximaciones y para las de después de la pisada (*Ey_out*), se eliminó únicamente una aproximación, porque no se le podía atribuir ningún dato experimental.

Se definieron 8 valores de pertenencia para la variable *Ex_offset*, cuyas características se comentan más adelante.

6.2.4. Presión de 1.4 bar

Para la presión más elevada de las estudiadas se optó por seguir la misma pauta que anteriormente: se dispusieron las aproximaciones cada 100 unidades. El menor valor de deformaciones laterales registrado fue de 0, que dio lugar a la primera de las aproximaciones. Se eliminaron algunas aproximaciones que no fueron atribuidas a ningún dato y finalmente se consiguieron 22 funciones para la variable *Ey_in* y 21 para *Ey_out*.

En cuanto a la variable *Ex_offset* se tuvieron que definir 11 valores de pertenencia para lograr unos resultados aceptables en las estimaciones.

Tabla 6.4. Intervalos de trabajo de las deformaciones en 1.4 bar

Deformación	Mínima ($\mu\epsilon$)	Máxima ($\mu\epsilon$)	Intervalo para funciones ($\mu\epsilon$)	Distancia entre valores de pertenencia	Número de funciones
Ey_in	0	1891	-50 - 1950	100	22
Ey_out	0	1940	-50 – 2050	100	21
Ex_Offset	810	2112	700 - 2350	Sin definir	11

En este caso, cabe destacar el comportamiento que sufre el neumático a partir de 750 N, donde la deformación del eje y, tanto a la entrada como la salida, se disparan a comparación de los valores que se estaban registrando para 500 N: unas 600 unidades de diferencia de media, llegando en el caso más crítico a ser de hasta 1100 unidades bajo unas condiciones de velocidad de 50 km/h y un ángulo de deriva de 10 grados.

Para evitar equivocaciones en las reglas de FuzzyLogic, se crearon cinco aproximaciones adicionales: tres en la variable *Ey_in* y dos en *Ey_out*.

6.3. Creación de las funciones y reglas en la herramienta Fuzzy Logic.

El siguiente paso después de determinar cuáles serán los valores de pertenencia de nuestras funciones que representan a la deformación en los dos ejes, será introducirlos en la herramienta *Fuzzy Logic* de Matlab. En concreto, se crearán cuatro variables de entrada (inputs): las tres correspondientes a las citadas deformaciones y la velocidad; y dos variables de salida (outputs), que serán la carga a la que se ve sometida el neumático y el ángulo de deriva que presenta.

Un aspecto importante en la creación de las funciones es el solapamiento entre ellas, el cual es estrictamente necesario en las seis variables para garantizar la estimación de cualquier valor que se encuentre entre dos aproximaciones. Un mayor solapamiento entre funciones hace el sistema más flexible (con una mayor capacidad para estimar valores de salida muy diferentes a los asignados en las reglas

fuzzy), pero menos exacto. El solapamiento dependerá de que magnitud se trate: el de la velocidad, la carga y el ángulo de deriva será siempre el mismo y el tamaño la base será constante para las funciones de pertenencia porque son los datos con los que se realizaron los ensayos, sin embargo, el de las deformaciones dependerá de cada caso, como se explicará más adelante.

Las funciones que representan la velocidad son tres: con los valores de pertenencia en 10, 30 y 50 km/h. La base de cada función abarca cuarenta unidades: veinte hacia la izquierda y veinte hacia la derecha del valor de pertenencia, es decir, que el solapamiento es de veinte unidades. Los extremos de cada función llegan hasta los otros valores de pertenencia más próximos.

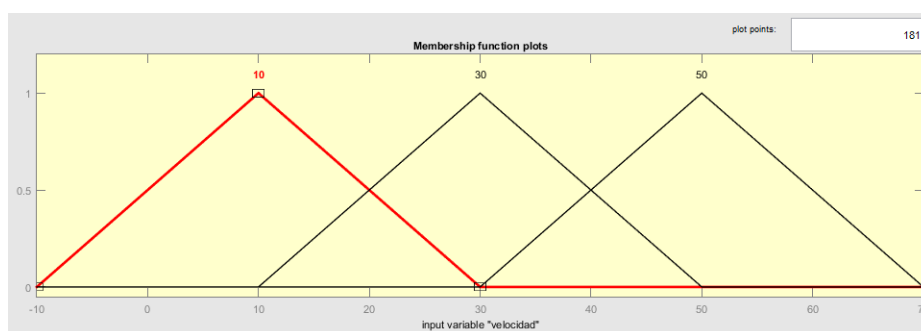


Figura 6.3. Funciones de pertenencia de la variable Velocidad en FuzzyLogic

Lo mismo se hará con las funciones para el ángulo de deriva, cuyos valores de pertenencia estarán en 0, 2, 4, 6, 8 y 10 grados. La base tiene cuatro unidades, por lo que el solapamiento de estas funciones es de dos unidades.

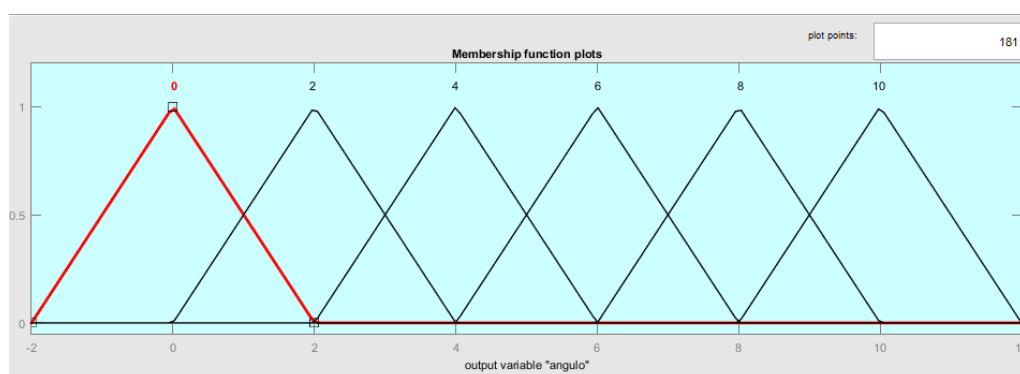


Figura 6.4. Funciones de pertenencia de la variable Ángulo en FuzzyLogic

En cuanto a la carga, los valores a los que se ensayaron fueron a 250, 500, 750 y 1000 N, además se añadieron tres interpolaciones de las deformaciones a 375, 625 y 875 N. Esto mejora los resultados porque aporta una mayor flexibilidad y una mayor cantidad de datos con los que la herramienta puede realizar una mejor estimación. El tamaño de cada base es de 250 unidades, por lo que el solapamiento es la mitad.

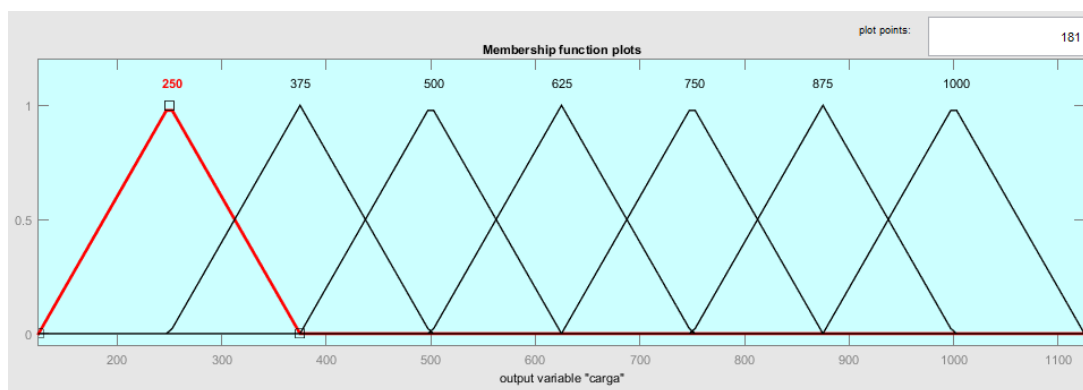


Figura 6.5. Funciones de pertenencia de la variable Carga en FuzzyLogic

Las funciones de estas tres magnitudes son exactamente las mismas para cualquier presión y sus valores son los mismos que los tomados en el ensayo experimental. En éstas no existe ningún problema de continuidad, pues son funciones que siguen una estructura periódica y están distanciadas y solapadas entre sí de la misma forma.

Las funciones de las tres deformaciones son casos más especiales, en lo que habrá que tener especial cuidado para no inducir a errores en la estimación final y conectar de manera correcta unas funciones con otras. El aspecto más importante en estos casos es el solapamiento, que dependerá de la presión y habrá que tener en cuenta las aproximaciones halladas en el apartado anterior.

Para un solapamiento correcto, se debe conseguir que, con una presión, ángulo y velocidad constantes, cada función de deformación transversal esté solapada por su extremo izquierdo con la función deformación correspondiente a una carga inferior y por el extremo derecho con la correspondiente a una carga superior. Esto debe ser así para que pueda existir una continuidad a la hora de estimar las variables de salida o, dicho de otra manera, para que no haya ningún caso en el que al introducir un valor de deformación (en cualquiera de las tres variables) el programa no sea capaz de calcular

cuál sería su carga y/o ángulo correspondiente porque no tiene ninguna función o funciones asignadas en ese punto.

En cuanto a la deformación longitudinal, para conseguir una interpolación de valores lo ideal sería poder establecer una unión entre las funciones correspondientes con un ángulo inferior y superior a presión y velocidad constantes (con la carga no varía).

El solapamiento podrá ser mayor o menor, según convenga: habrá casos en los que las funciones admitan un solapamiento más grande y la estimación sea buena, y otros en los que existe una mayor sensibilidad a una leve variación en dicho solapamiento y la estimación se ve afectada negativamente.

Después de crear las funciones se procede a introducir las reglas en las que se asignan una serie de relaciones entre las variables de entrada y las de salida. La definición de las reglas también afecta de forma significativa a los resultados de la simulación, es decir, entre qué variables se crea la relación; así como la cantidad de variables incluidas en cada una y la cantidad total de reglas que se añadan, que afecta proporcionalmente al tiempo computacional y a las estimaciones. Por ello, se ha llevado a cabo un proceso de optimización, con el fin de utilizar el menor número de funciones de pertenencia y de reglas posibles. Este proceso será más o menos complejo dependiendo del error que se marque como aceptable para las estimaciones de cada variable. En este trabajo, un error de 50 N para la carga y 1 grado para el ángulo, buscando no superar el 5 % de error para la totalidad de las estimaciones de la carga. Tras varias pruebas en búsqueda de la opción más óptima en la que además de encontrar las relaciones adecuadas se consiguieran el mínimo de reglas posibles, se decidió que se debían de crear obteniendo las dos variables de salida (carga y ángulo de deriva) de forma independiente, es decir no en la misma regla. Por un lado, la deformación del eje transversal (la de antes y después de la pisada) y la velocidad con la carga como variable de salida y, por otro lado, la deformación del offset del eje x y la velocidad con el ángulo como variable de salida. El esquema es el siguiente:

*If **Ey_in** is [] and **Ey_out** is [] and **velocidad** and **Ex_offset**[] is [] then **carga** is []*

*If **Ex_offset** is [] and **velocidad** is [] then **angulo** is []*

De esta forma se obtuvieron para todos los casos un total de 144 reglas, 126 para la obtención de la carga y 18 para los ángulos.

Seguidamente, se exponen las distintas funciones y reglas creadas para cada una de las presiones estudiadas y también se detallan los ajustes y las limitaciones encontrados.

6.3.1. Presión de 0.8 bar

Para la presión más baja de todas las ensayadas la variable de deformación transversal antes de la pisada del neumático (Ey_{in}) queda como se muestra en la *figura 6.5*.

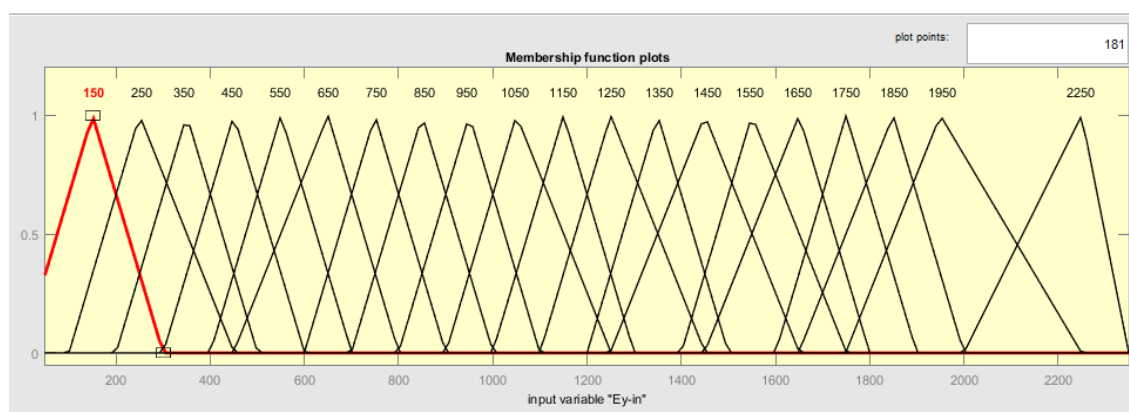


Figura 6.6. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{in} para 0.8 bar

En primer lugar, se introdujeron las veinte funciones cuyos valores de pertenencia son las aproximaciones creadas que les da nombre.

En segundo lugar, se solaparon cada una de las funciones con las correspondientes a las cargas anteriores y posteriores de la manera ya descrita. Las funciones más alejadas unas de otras (400 unidades o más) se han solapado mínimamente, con 1 unidad, por ejemplo, en el caso de las funciones de 250 y 650 antes de la pisada. Esto se hizo así para establecer una continuidad entre ellas pero sin interferir demasiado en el área de funciones intermedias que afectaría al resto de reglas. En estos casos, las estimaciones se vuelven más rígidas debido al poco solapamiento, sin embargo, es la única manera de obtener una estimación próxima a la experimental sin que altere demasiado el resto de resultados.

Las funciones de la deformación transversal después de la pisada del neumático (Ey_{out}) quedan como se muestran en la *figura 6.6*. Para esta variable de entrada no hizo falta ningún ajuste.

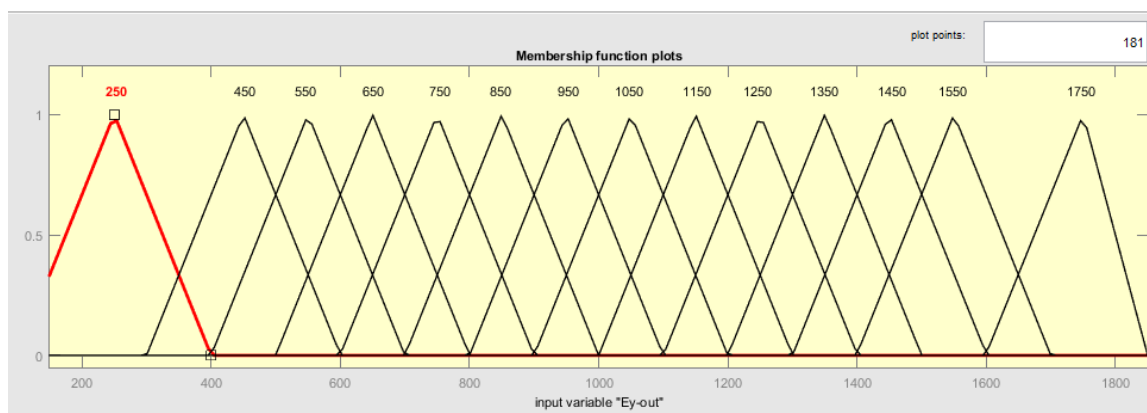


Figura 6.7. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{out} para 0.8 bar

Las funciones usadas para la deformación del offset en el eje longitudinal no siguen un patrón como ya se ha comentado. A continuación, se detallan las aproximaciones más óptimas que se pudieron hallar, así como los distintos inconvenientes que surgieron:

- Para una velocidad de 10 km/h de los ángulos 8 y 10, donde el offset registrado es de 1808 y 1846 $\mu\epsilon$, respetivamente. Al tratarse de la misma velocidad y donde algunas parejas de deformaciones de entrada y salida del eje y coincidían para ambos ángulos se crearía confusión entre las reglas, por lo que era necesario crear un valor de pertenencia en 1800 $\mu\epsilon$ y otro en 1846 $\mu\epsilon$ para diferenciarlos.
- Los valores de offset para una velocidad de 50 km/h y unos ángulos de 0 y 2 son idénticos con un valor de 822 $\mu\epsilon$, así que es imposible distinguirlos. Más adelante, en el apartado 6.4. *Análisis de las estimaciones de los modelos creados en Simulink* se verá el efecto que esto causa en las estimaciones.
- Para el resto de aproximaciones se agruparon los valores de deformación más próximos entre sí en torno a un valor que pudieran tomar ambas, sin sufrir a priori errores debido a coincidencias y con el fin de reducir el número de funciones:

- Se escogió una en 650 $\mu\epsilon$, que se atribuye a las deformaciones de 633 y 657 $\mu\epsilon$. No se utilizó el valor medio exacto porque se comprobó que generaba mayores errores en la estimación;
- Una en 720 $\mu\epsilon$ para las deformaciones de 708 y 720 $\mu\epsilon$. Se eligió esta cifra para separarla lo máximo posible de la anterior, pues de otra manera el solapamiento de dos funciones muy cercanas afectaba a las estimaciones;
- En 1150 $\mu\epsilon$ se crea otra, y únicamente se asigna a una deformación. Lo mismo ocurre con otra en 1650 $\mu\epsilon$.
- Otra en 1400 $\mu\epsilon$, para agrupar las de 1403 y 1454 $\mu\epsilon$.
- En 1900 $\mu\epsilon$ para asignárselas a las de 1897 y 1907 $\mu\epsilon$, aproximadamente en el punto medio.
- Una última en 2025 $\mu\epsilon$ para las de 2036 y 2074 $\mu\epsilon$, no en el valor medio exacto pues surgían problemas.

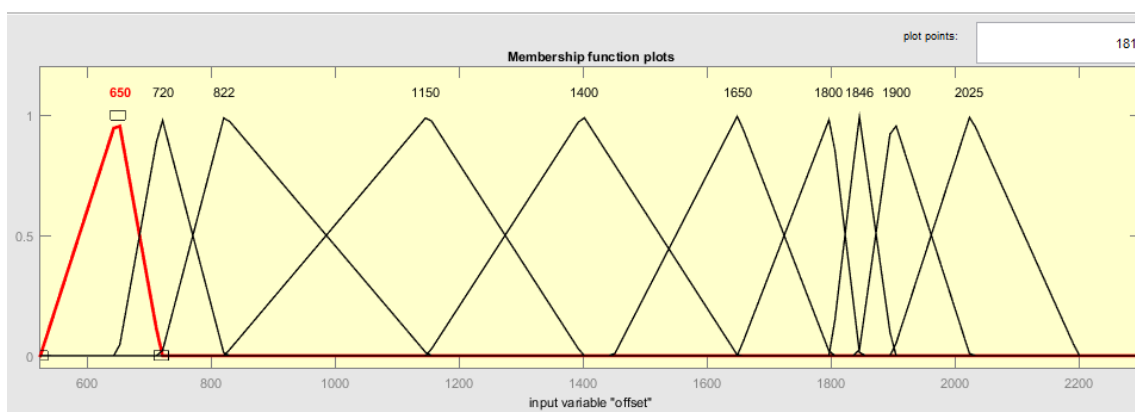


Figura 6.8. Funciones de pertenencia de la variable *Ex_offset* para 0.8 bar

Se pretendió solapar todas aquellas funciones correspondientes a ángulos sucesivos con velocidad y presión constantes, para crear una continuidad al igual que en la carga. Sin embargo, suponía solapar funciones con bastantes unidades de distancia entre ellas y empeoraba las estimaciones tanto de los ángulos como de varias cargas, ya que como se ha mostrado en las reglas, el offset también influye en la estimación de la carga. Así pues, supone una limitación en la programación, pero que era preferible asumir para evitar errores mayores en los resultados finales. Las funciones de pertenencia que no se han podido solapar entre sí para una presión de 0.8 bar, son:

- 650 y 1150 para velocidad 10

- 1150 y 1900 para velocidad 10
- 650 y 1400 para velocidad 30
- 1400 y 2025 para velocidad 30
- 1800 y 2025 para velocidad 50

6.3.2. Presión de 1 bar

El mismo procedimiento se emplea para 1 bar de presión. Se ajustan todas las funciones con las correspondientes a cargas sucesivas, llegando a las siguientes distribuciones para la deformación del eje y:

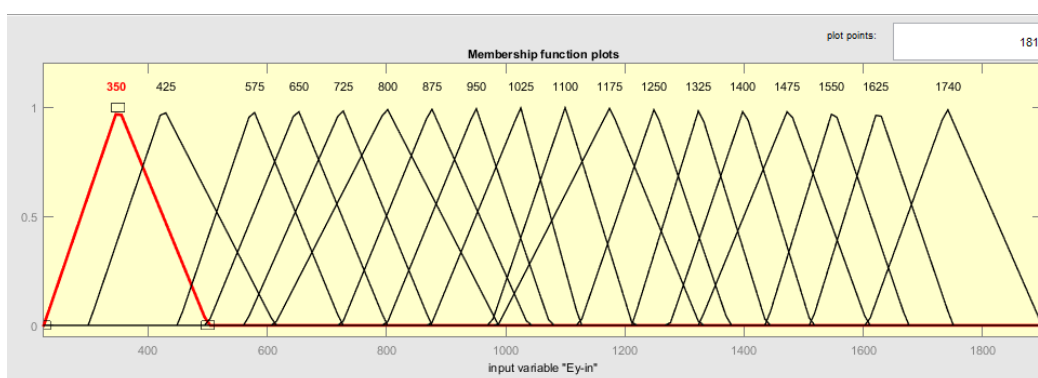


Figura 6.9. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{in} para 1 bar

La última función se situaba en 1775 $\mu\epsilon$ siguiendo el patrón de las separaciones equidistantes y representaba a dos registros en 1741 $\mu\epsilon$ aproximadamente, sin embargo, con esta aproximación se detectaron desviaciones en las estimaciones de la carga. Por este motivo, y teniendo en cuenta que solo afectaba a esos datos cuyo valor numérico era idéntico, se decidió colocar la función en 1740 $\mu\epsilon$.

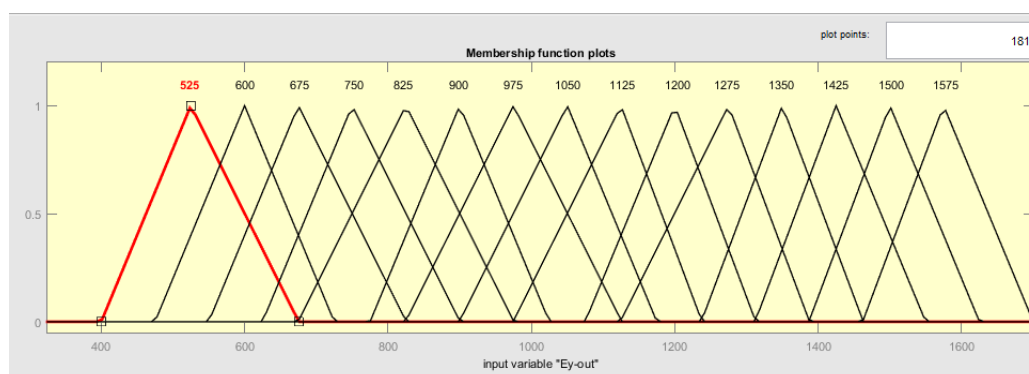


Figura 6.10. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{out} para 1 bar

Para el offset del eje x se pudo crear continuidad entre todos los ángulos para velocidad y presión constante sin perjudicar los resultados excepto para los casos de 1680 y 1930 $\mu\epsilon$ para velocidad 10 y 50 km/h, donde fue imposible debido al empeoramiento en los resultados.

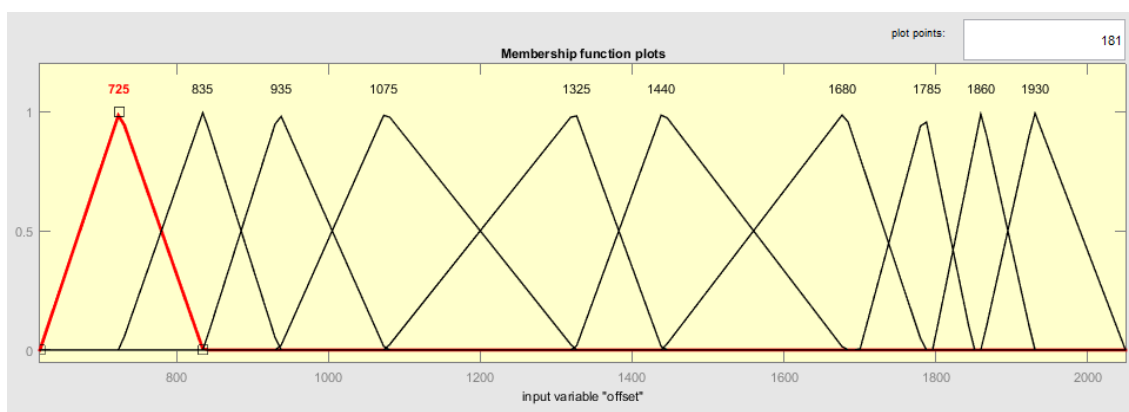


Figura 6.11. Funciones de pertenencia de la variable Ex_offset para 1 bar

Para la creación de todas ellas se han seguido las mismas pautas que las seguidas para 0.8 bar: se han agrupado las más próximas en torno a un valor medio (la aproximación) siempre que fuera posible y no implicara errores suficientemente grandes. A continuación, se detallan cada una de las escogidas:

- En 725 $\mu\epsilon$, valor medio aproximado entre los offset de 708 $\mu\epsilon$ y 746.25 $\mu\epsilon$ para el ángulo cero y velocidades de 10 y 30 km/h, respectivamente.
- En 835 $\mu\epsilon$ sólo para el caso del ángulo cero y velocidad 50 km/h, ya que existe una distancia de 100 unidades entre la anterior y la contigua a ésta.
- En 935 $\mu\epsilon$, que reúne a los offset para el ángulo dos y velocidades de 10 y 30 km/h.
- En 1075 $\mu\epsilon$, para el caso de 50 km/h y ángulo dos.
- En 1325 $\mu\epsilon$, para ángulo cuatro y velocidades 10 y 30 km/h.
- En 1440 $\mu\epsilon$, únicamente para un valor de offset en 1441.5 $\mu\epsilon$ para ángulo cuatro y velocidad 50 km/h.
- En 1680 $\mu\epsilon$. Se escoge este valor para redondear los offset del ángulo seis con velocidades 10 y 50 km/h, con valores de 1702.5 $\mu\epsilon$ y 1682.05 $\mu\epsilon$ respectivamente. Aunque no sea el valor intermedio entre ambos se eligió este valor para separar lo máximo posible esta función de la siguiente, evitando que

las funciones estén demasiado próximas, ya que en este caso era posible y no se desviaba demasiado de 1702.5 $\mu\epsilon$ para la estimación del ángulo.

- En 1785 $\mu\epsilon$, el valor medio de los offset con ángulo diez y velocidades 10 y 30 km/h.
- En 1860 $\mu\epsilon$, que representa a la deformación del ángulo seis con velocidad 30 km/h y la del ángulo diez y velocidad 50 km/h, que son los valores registrados comprendidos dentro del rango de los 1800 $\mu\epsilon$.
- En 1930 $\mu\epsilon$, para agrupar los casos de las tres velocidades con ángulo ocho, los cuales están dentro del rango de 1900 $\mu\epsilon$.

Para esta presión, no fue necesario crear otras aproximaciones para solucionar futuras equivocaciones en la estimación de la carga por coincidencia del valor de deformación en el eje y y en el eje x , como ocurría con una presión 0.8 bar. Es por ello por lo que la distribución de las funciones es más estructurada.

6.3.3. Presión de 1.2 bar

A continuación se expone la disposición de las funciones en la dirección lateral de la deformación para una presión de 1.2 bar acorde a las aproximaciones escogidas anteriormente.

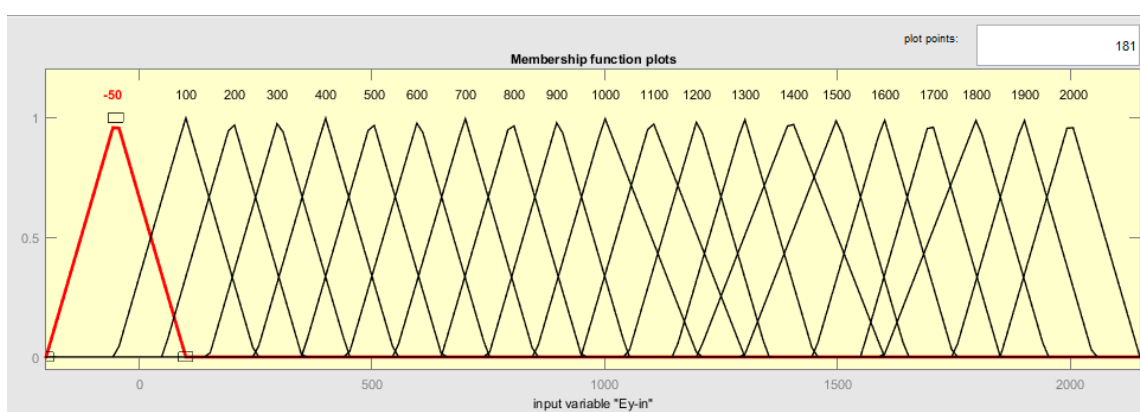


Figura 6.12. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{in} para 1.2 bar

Como excepción, en los valores de antes del contacto neumático-calzada (Ey_{in}), se situó el primer valor de pertenencia en -50 $\mu\epsilon$ y la siguiente en 100 $\mu\epsilon$, dejando un

espacio de ciento cincuenta, en vez de cien como correspondería. Se hizo de esta manera porque únicamente había un valor negativo, cuya aproximación era más correcta en $-50 \mu\epsilon$ que en 0 ó $-100 \mu\epsilon$.

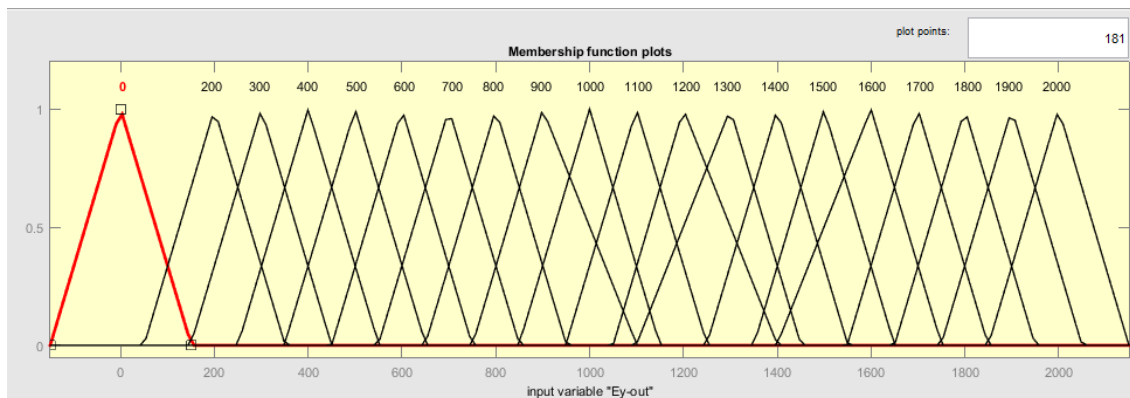


Figura 6.13. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{out} para 1.2 bar

Las funciones de la deformación en el eje x se muestran en la figura 6.13 y todas fueron configuradas correctamente para englobar cualquier caso posible, excepto en las de 1430 y 2110, en las cuales resulta difícil debido a la gran distancia entre ellas y la presencia de más funciones entre ambas.

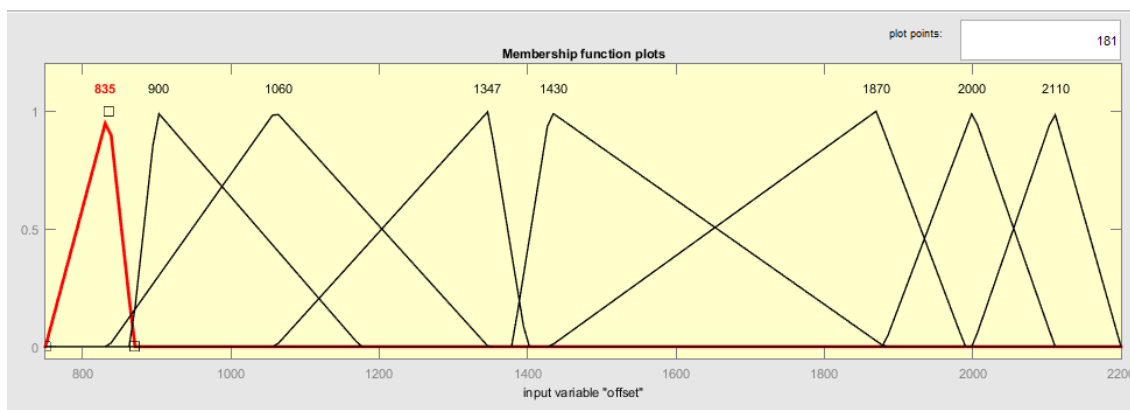


Figura 6.14. Funciones de pertenencia de la variable Ex_{offset} para 1.2 bar

En la deformación longitudinal durante la pisada (Ex_{offset}) se determinaron las aproximaciones oportunas siguiendo el mismo criterio que anteriormente:

- En $835 \mu\epsilon$, que agrupa las deformaciones de 810, 861 y $835 \mu\epsilon$ como valor medio para un ángulo de deriva de cero y para las tres velocidades, respectivamente.

- En 900 $\mu\epsilon$, que recoge los casos de 872.75 y 898.25 $\mu\epsilon$ para ángulo de deriva dos y velocidades de 10 y 30 km/h. No se ha elegido el valor medio porque se solapaban demasiado con la anterior, que tal y como se comprobó más adelante en las simulaciones, inducirían a errores considerables.

Estas dos primeras funciones son especialmente sensibles a una cualquier pequeña modificación de sus valores y al solapamiento entre ambas, pues se comprobó que ciertos resultados para cargas elevadas, una velocidad de 10 y ángulos cero y dos se devían en exceso de su valor experimental. Tras varias pruebas se escogió un solapamiento pequeño tal como se aprecia en la imagen pero suficiente para la estimación posterior. Esta alta sensibilidad puede deberse a la cantidad de reglas asignadas con estos valores.

- El de 1060 $\mu\epsilon$ solo se creó para el caso de ángulo de deriva dos y velocidad 50 km/h de 1063 $\mu\epsilon$, pues no existen otros datos cercanos a éste.
- En 1347 $\mu\epsilon$, valor medio de 1315.75, 1353.5 y 1378.25 $\mu\epsilon$ para el ángulo de cuatro y las tres velocidades estudiadas, respectivamente.
- En 1430 $\mu\epsilon$, valor medio aproximado de 1403.5, 1454.25 y 1442 $\mu\epsilon$ para las tres velocidades del ángulo seis.

Las funciones de 1347 y 1430 son también bastante sensibles, por lo que se solapan de forma más sutil.

- En 1870 $\mu\epsilon$, valor medio de las deformaciones 1884.25 y 1859.25 $\mu\epsilon$ para las dos primeras velocidades del ángulo diez.
- En 2000 $\mu\epsilon$, que incluye a 2017.75, a 2036 $\mu\epsilon$ con ángulo ocho y velocidades 10 y 30 km/h respectivamente y también el caso de 1985.5 $\mu\epsilon$ con ángulo diez y velocidad 50 km/h.
- El de 2110 $\mu\epsilon$ solo incluye el del ángulo ocho y velocidad de 50 km/h.

6.3.4. Presión de 1.4 bar

Como ya se ha comentado, existe una gran diferencia entre la deformación para una carga de 500N y para 750N, y por lo tanto, entre los valores de pertenencia a los que se refieren las aproximaciones asignadas. Por este motivo, las interpolaciones que se crearon cobran gran importancia en este caso especialmente, pues hacen de unión entre las funciones que no podrían ser solapadas por la distancia que las separa. Sin embargo, algunas de las funciones no han podido ser solapadas porque seguía habiendo un salto considerable y unir las habría implicado empeorar notablemente otras estimaciones. Esto ocurre para las funciones 1120 y 1450; la 1450 y 1750; y la 1350 con 1850 para Ey_{in} y para las funciones de 950 y 1350; 650 y 1050; y 1350 y 1600 para Ey_{out} .

Para la deformación transversal antes de la pisada se crearon tres funciones adicionales, que son las de 1000, 1120 y 1600, situadas algo más juntas que el resto, como se puede observar en las figuras siguientes. Para después de la pisada se crearon dos más: en 500 y 1600. Todas ellas se crearon para evitar asignar el mismo valor de pertenencia a deformaciones con misma velocidad, ángulo y presión, pero distinta carga, aprovechando que eran valores muy similares pero no exactamente los mismos. Esto mejoraría los resultados de la estimación de la carga y ángulo y rebajaría el error.

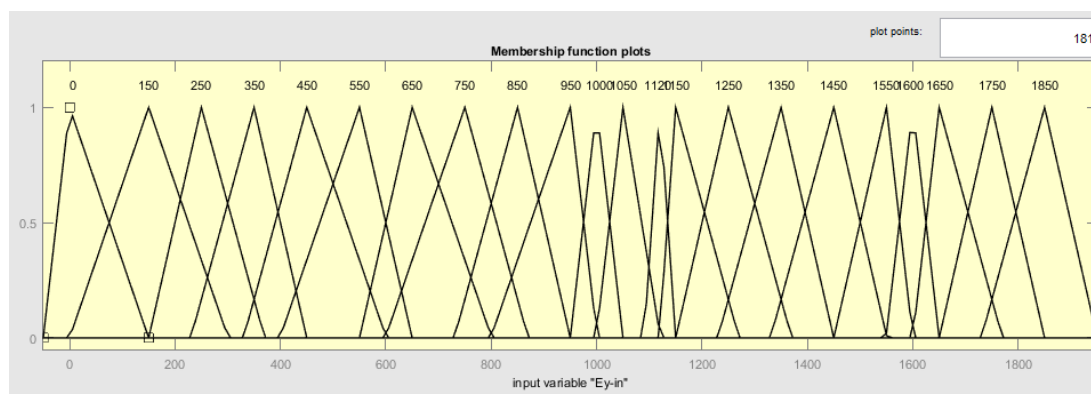


Figura 6.15. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{in} para 1.4 bar

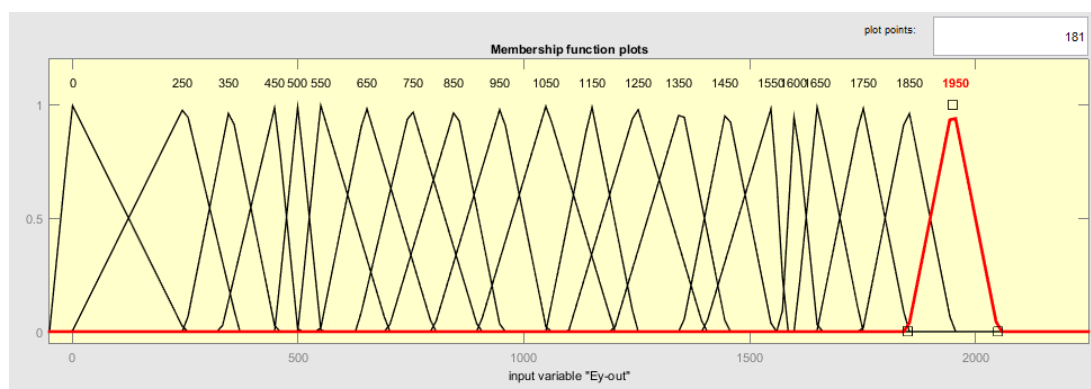


Figura 6.16. Funciones de pertenencia de la variable Ey_{out} para 1.4 bar

Por otro lado, la deformación longitudinal ha sido ajustada para las estimaciones y, al igual que pasa con las laterales, algunas funciones de pertenencia no han podido ser solapadas en función de la velocidad, por tanto, la continuidad deseada no existe en esos puntos.

La deformación del eje x mantienen un aumento progresivo con la velocidad excepto para un ángulo de 6, que no sigue ningún orden lógico con la velocidad. Las aproximaciones creadas para la dirección longitudinal son:

- 800, para el caso de ángulo 0 y velocidad 10 km/h.
- 900, que agrupa las deformaciones del ángulo 0 para velocidades de 30 y 50 km/h y ángulo 2 a 10 km/h.
- 1000, para los dos casos restantes de ángulo 2.
- 1240, únicamente para ángulo 6 y velocidad 10 km/h.
- 1430, para ángulo 4 a 10 km/h y ángulo 6 a 50 km/h
- 1500, para ángulo 4 a 30 y 50 km/h.
- 1520, esta aproximación se creó para solventar el problema que causaría asignar el mismo valor aproximado a los ángulos de 4 y 6 a la velocidad de 30 km/h, con valores de 1492.5 y 1518, respectivamente.
- 1900, para ángulo 10 a velocidad de 10 km/h.
- 2000, para las tres velocidades a 8°.
- 2150, para ángulo 10 y velocidad 30 km/h.
- 2250, para ángulo 10 y velocidad 50 km/h.

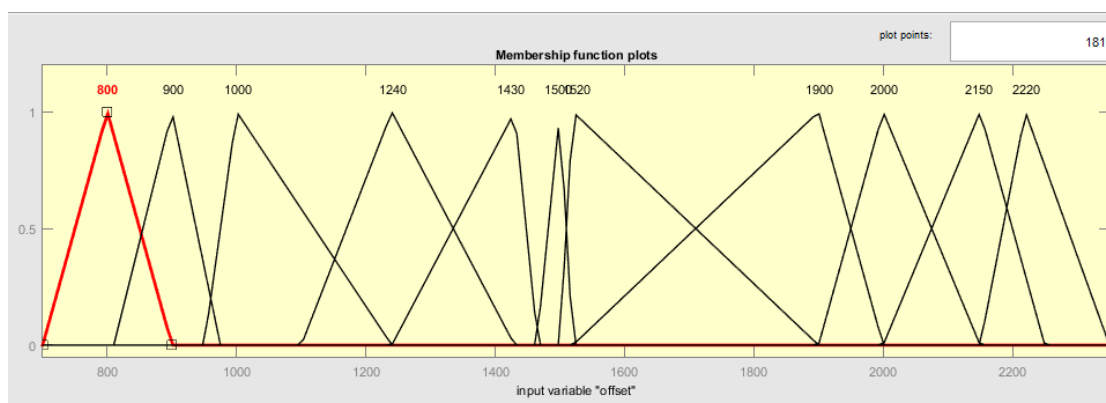


Figura 6.17. Funciones de pertenencia de la variable *Ex_offset* para 1.4 bar

6.4. Análisis de las estimaciones de los modelos creados en Simulink

El modelo de Simulink que se ha utilizado para las estimaciones de la carga y el ángulo de deriva consta de cuatro bloques que permite introducir valores numéricos para las cuatro variables de entrada, de un controlador difuso en que se introduce el nombre del archivo de Fuzzy Logic y de dos *displays* para mostrar los valores de las salidas. Este modelo se utilizó para los cuatro archivos Fuzzy creados previamente para cada presión.

Estos resultados se comparan con las cargas y ángulos que deberían obtenerse teóricamente y se calcula el error cometido.

Como ya se ha indicado anteriormente, el error que inicialmente se tomó como aceptable era de 50 N para la carga vertical (aunque hay que tener en cuenta que un error así para la carga es más grave para el caso de 250 N que para el caso de 1000 N) y 1 grado para el ángulo de deriva.

Existen varios motivos por los que algunos resultados tienen un error por encima de lo deseado, pero es imposible o muy difícil de evitar. Por un lado, cuando los mismos valores de las variables de entrada (deformaciones y velocidad) están asignados a cargas distintas, por tanto, varias reglas se confunden y se obtiene un valor entre los posibles valores de salida experimentales. Cuando esto sucede, no hay posibilidad alguna de

evitarlo, pues son los datos obtenidos del laboratorio y la herramienta Fuzzy Logic no es capaz de identificar a que caso de todos nos referimos, sino que los tiene en cuenta todos. Por otro lado, los errores que se obtienen por el hecho de usar aproximaciones, es decir, no ser el valor del centro de las funciones el mismo que el verdadero dato experimental. En prácticamente todos los casos ocurre que la deformación que se introduce se encuentra entremedias de dos o incluso tres funciones, el programa procesa el área encerrada de cada una de ellas junto con las reglas que cumplen esos datos introducidos y se obtienen valores dentro del intervalo de las cargas o ángulos que tienen adjudicadas las reglas. Los errores que se obtienen suelen ser aceptables, pero otros se alejan más de lo debido, sobre todo en la estimación de las cargas.

Para resolver el problema se probaron varias alternativas, como añadir más funciones, asignar al centro de las funciones triángulo otro valor o modificar el solapamiento entre ellas. Sin embargo, se comprobó más adelante que lo que mejoraba para unos se empeoraba en otros, y como uno de los objetivos del trabajo era también conseguir un programa flexible y adaptable a cualquier caso que se presentara y no únicamente a los que se tienen registrados del banco de ensayos, se decidió que lo más conveniente sería asumir esos errores puntuales mayores de lo habitual como casos excepcionales.

Finalmente, el error que se pretendía no superar para la totalidad de las estimaciones era de un 5% para la carga.

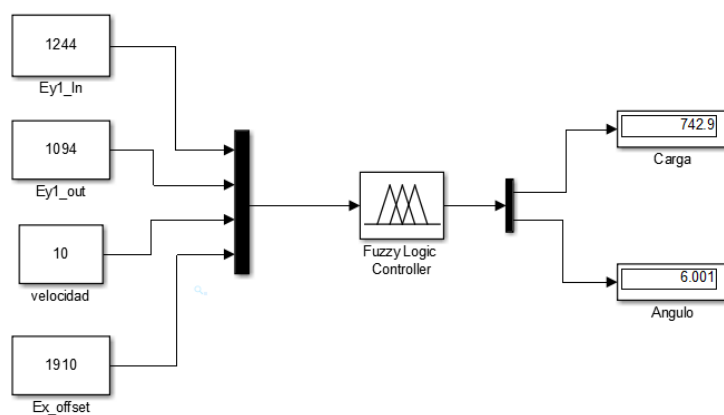


Figura 6.18. Sistema creado en Simulink para obtener las estimaciones de la carga y el ángulo para cada presión

6.4.1. Presión de 0.8 bar

Para la primera presión se encuentran seis casos en los que el resultado de la carga se desvía más de 50 N debido a que los valores de entrada son los mismos para cargas diferentes, como ocurre para una velocidad de 50 km/h, 10° de ángulo de deriva para las cargas de 750 N y 1000 N, donde se obtiene 833 N tras la simulación, un valor intermedio. Para la carga más elevada la diferencia es mayor, donde se demuestra que la herramienta Fuzzy Logic no hace una media simple entre los dos valores, sino que sigue un método más complejo.

También se encuentran un par de casos en los que existe cierto error porque la aproximación atribuida a la deformación no es todo lo exacta que debería ser para obtener una mejor estimación.

En el siguiente gráfico se representa un ejemplo de estimaciones que distan más de 50 N de lo experimental.

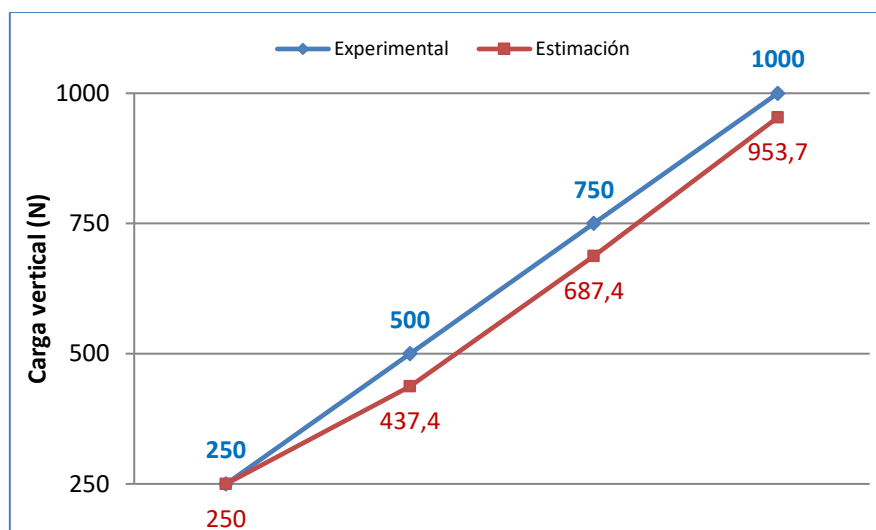


Figura 6.19. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (0.8 bar, 50 km/h, 0°)

El resto de casos se obtienen o bien los valores experimentales exactos o muy cercanos a ellos, como en el siguiente ejemplo.

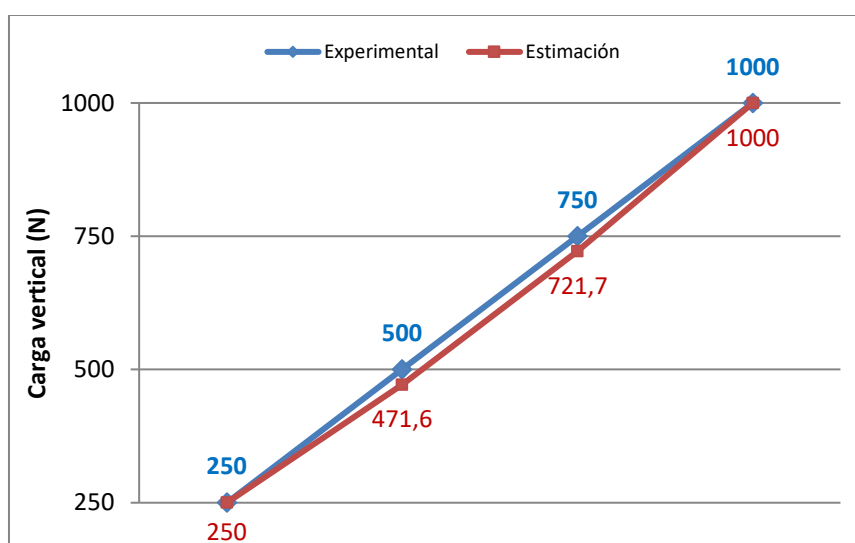


Figura 6.20. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (0.8 bar, 10 km/h, 8°)

En cuanto a la estimación de los ángulos cabe destacar el único caso en el que se obtiene el mayor error: para una velocidad de 50 km/h para los ángulos 0° y 2°. El valor de la deformación en el eje longitudinal (offset) es el mismo en los dos casos y tal y como están diseñadas las reglas para la obtención del ángulo es imposible diferenciarlas, por ello el resultado tras la simulación es de 1 grado para ambas (véase figura 6.17). El resto de estimaciones son bastante acertadas.

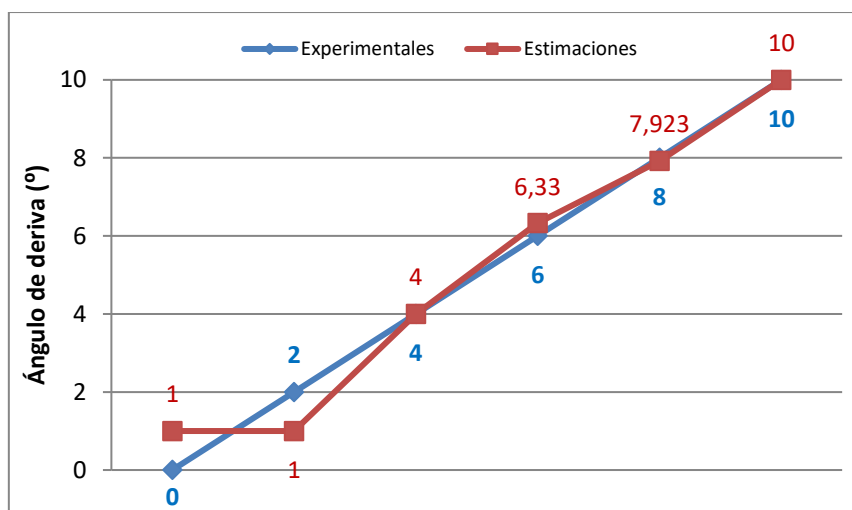


Figura 6.21. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (0.8 bar, 50 km/h)

6.4.2. Presión de 1 bar

Para esta presión se encuentran más casos erróneos que en todos los ensayos. Esto se debe a que los datos de deformación recogidos en el ensayo en varias ocasiones se repiten, aunque la carga vaya aumentando. En concreto esto sucede cuando el neumático está girando con un ángulo de dos a cargas bajas a cualquiera de las tres velocidades.

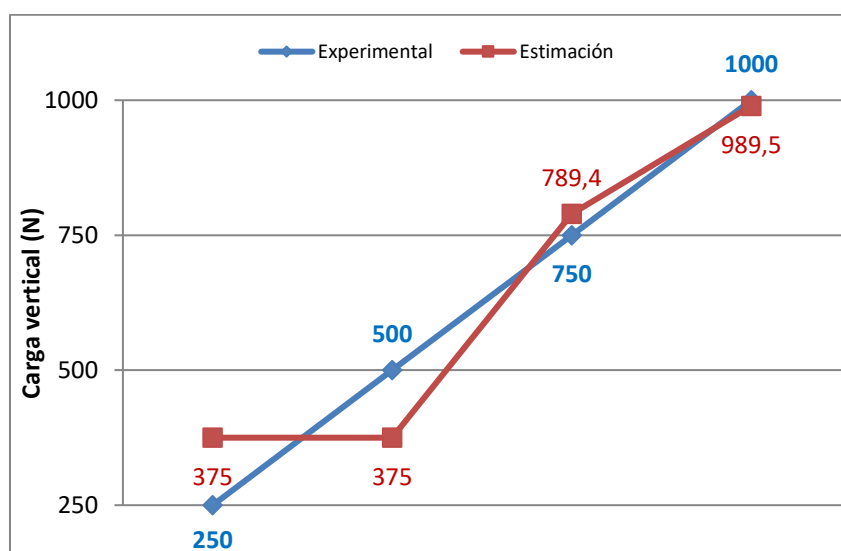


Figura 6.22. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1 bar, 10 km/h, 2°)

Además, ocurren más errores que se trataron de solventar modificando las funciones y solapamientos entre ellas, pero o bien mejoraba poco el resultado, o bien empeoraba otros. La mayor parte se dan a cargas altas (entre 750 y 1000 N) para ángulos de deriva mayores e iguales a 6, como se muestra en la *Figura 6.23* en la estimación de la carga de 1000 N.

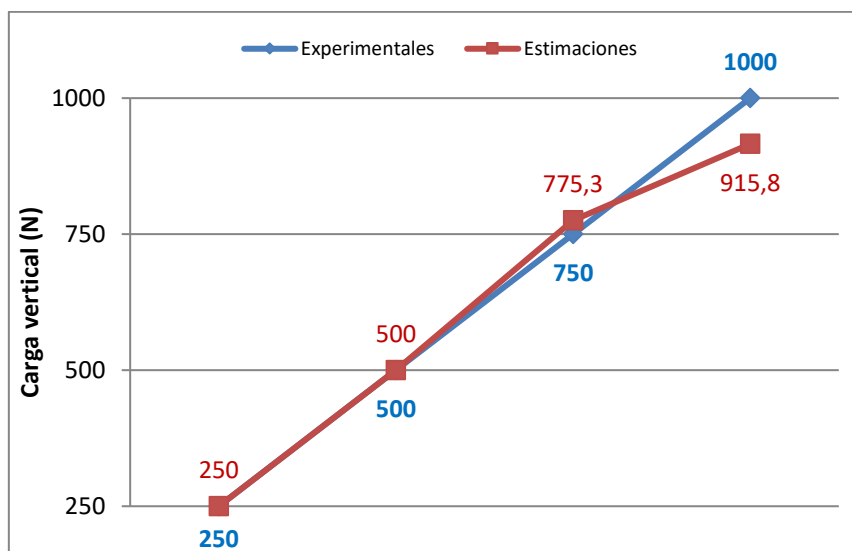


Figura 6.23. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1 bar, 10 km/h, 8°)

Por otro lado, las estimaciones de los ángulos son bastante correctas, como puede verse en el siguiente ejemplo para una velocidad de 10 km/h.

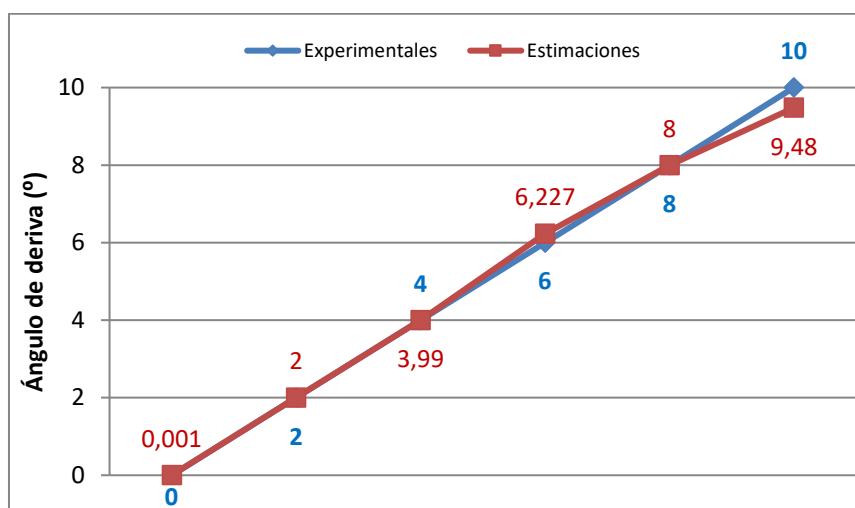


Figura 6.24. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (1 bar, 10 km/h)

6.4.3. Presión de 1.2 bar

Las estimaciones bajo una presión de 1.2 bar son de las mejores conseguidas del estudio. Sin embargo, existen también ciertos errores causados por la cercanía y solapamiento de las funciones. Por ejemplo, para un ángulo de 2, velocidad de 10 km/h y cargas comprendidas entre 750 y 1000 N sucede que hay poca variación en la deformación lateral al incrementar la carga, por tanto, sus aproximaciones son funciones contiguas que comparten bastante área y la herramienta tiene en cuenta ambas reglas para crear las estimaciones. Eso provoca, tal como se comprobó en diversas pruebas de simulación, una sensibilidad alta al cambio del valor de estas variables por pequeño que fuera. Para una mayor comprensión se adjunta la *Tabla 6.5* con algunas pruebas, donde *Ey_in* e *Ey_out* son los valores de la deformación lateral antes y después de la pisada que se introducen en el simulador.

Tabla 6.5. Ensayos para el estudio de la flexibilidad en la estimación de la carga (1.2 bar, 10 Km/h, 2°, 750 N y 1000 N)

Ey_in ($\mu\epsilon$)	Función ($\mu\epsilon$)	Ey_out ($\mu\epsilon$)	Función ($\mu\epsilon$)	Ex_offset ($\mu\epsilon$)	Función ($\mu\epsilon$)	Velocidad (km/h)	Ángulo de deriva (°)	Carga vertical experimental (N)	Carga vertical estimada (N)
1343,68	1300	1492,97	1500	872,75	900	10	2	750	812,3
1320	1300	1490	1500	872,75	900	10	2	750	788,3
1310	1300	1485	1500	872,75	900	10	2	750	772,8
1592,51	1600	1592,51	1600	872,75	900	10	2	1000	937,3
1595	1600	1595	1600	872,75	900	10	2	1000	937,3
1600	1600	1600	1600	872,75	900	10	2	1000	937,3

Hay una mayor sensibilidad a la variación en el caso de 750 N, aproximándose más al dato del ensayo cuanto más cercano se encuentra del valor de la función. Sin embargo, con el caso de 1000 N no ocurre lo mismo, incluso introduciendo el mismo valor que el de la función en Simulink se estanca en el mismo resultado que el inicial.

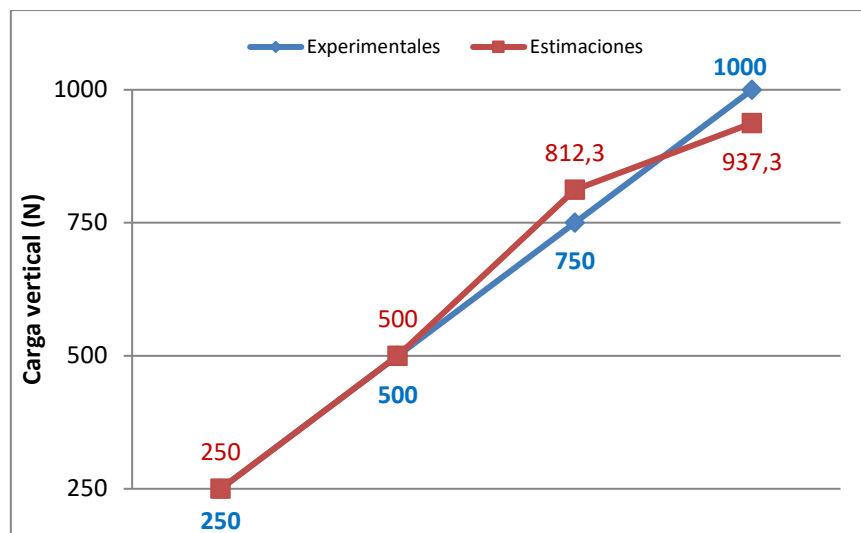


Figura 6.25. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.2 bar, 10 km/h, 2°)

La estimación del resto de casos es bastante fiel a los verdaderos valores como se aprecia en el siguiente gráfico.

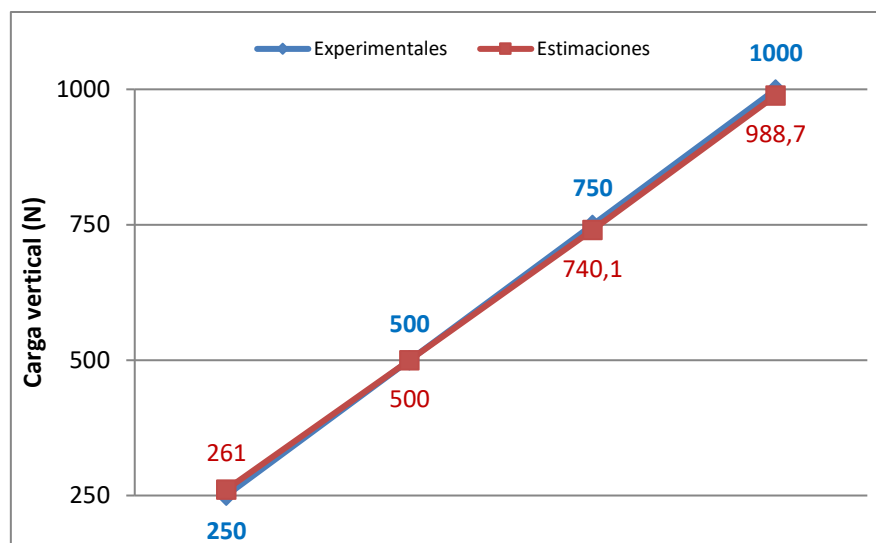


Figura 6.26. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.2 bar, 30 km/h, 4°)

La estimación del ángulo se ajusta al valor experimental en todos los casos.

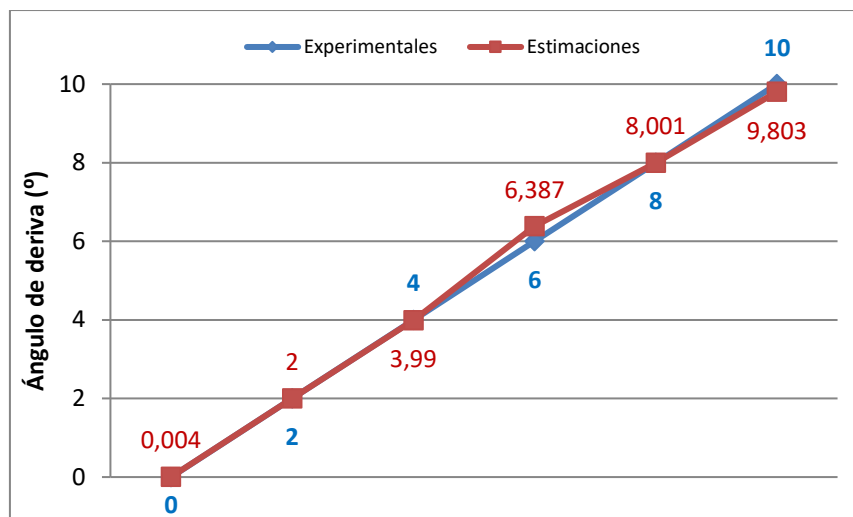


Figura 6.27. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (1.2 bar, 30 km/h)

6.4.4. Presión de 1.4 bar

Las funciones adicionales que se añadieron que en este caso tenían como objetivo evitar errores mayores en la estimación de la carga, tal como se ha explicado anteriormente. Tras las simulaciones, se comprobó que efectivamente así sucede: todos los resultados salvo uno se mantienen dentro del error aceptable. Aun en el caso en el que la estimación se desvía más de lo debido, el error es bastante inferior al que se obtendría si no se hubiera añadido una función extra.

Los errores inevitables son, de nuevo, debidos a algunas estimaciones de la carga para 750 N y 1000 N, porque alguna deformación coincide en velocidad, presión y ángulo (figura 6.27).

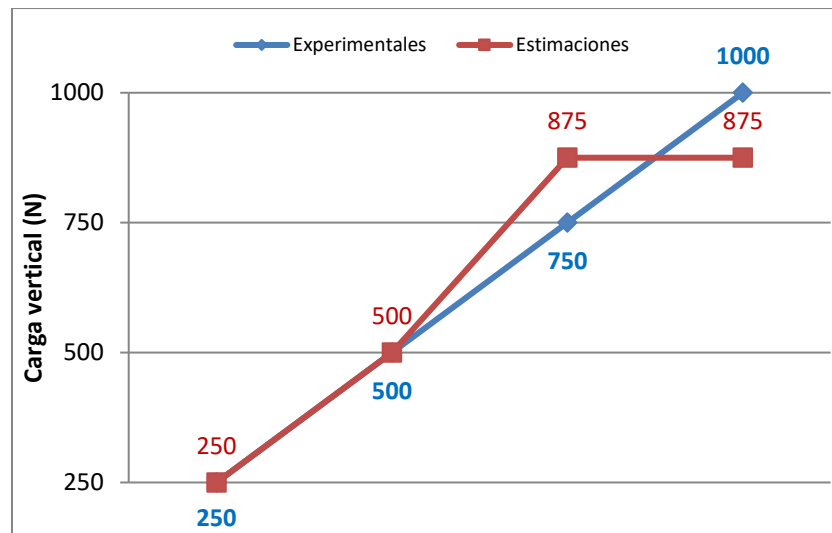


Figura 6.28. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.4 bar, 30 km/h, 2°)

A continuación, se muestra un ejemplo para el que las estimaciones de la carga son bastante similares a las del ensayo.

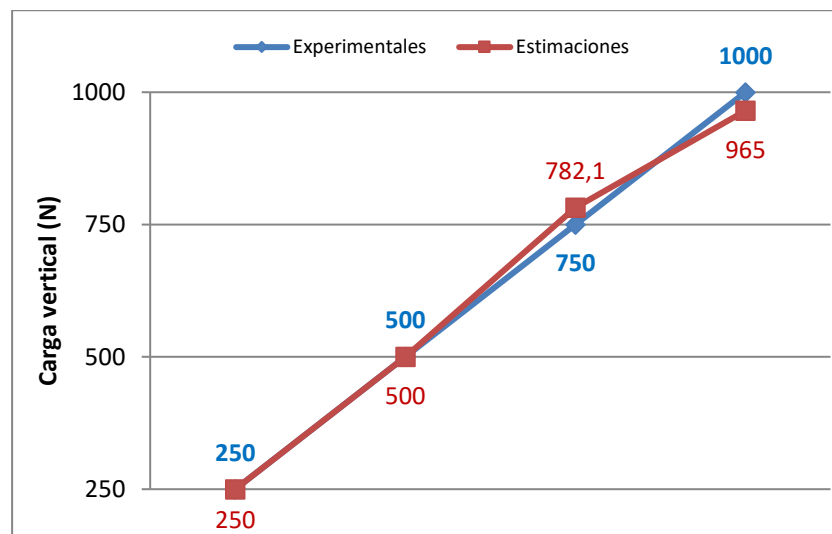


Figura 6.29. Carga experimental vs carga estimada por Simulink (1.4 bar, 50 km/h, 2°)

Las estimaciones del ángulo son bastante acertadas, sin llegar a superar el error fijado como aceptable de 1 grado. En la figura 6.29 se muestran los resultados para 10 km/h.

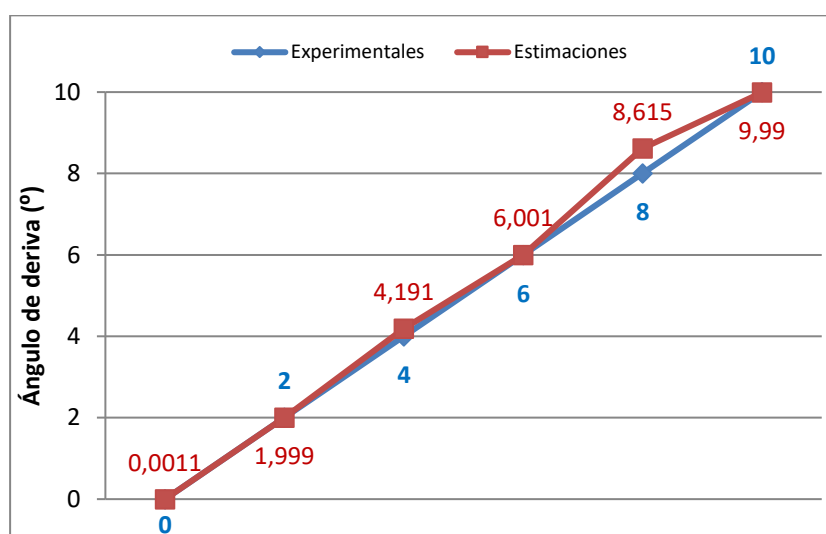


Figura 6.30. Ángulo experimental vs ángulo estimado por Simulink (1.4 bar, 10 km/h)

6.5. Implementación conjunta en Simulink

El último paso después de programar los cuatro archivos es unificar todos en un único archivo de Simulink. Para ello se realizaron numerosas pruebas con distintos bloques y funciones disponibles. Se encontraron dificultades a la hora de integrarlo todo con el menor número de bloques posibles, buscando la simplicidad y un tiempo de compilación rápido. Pese a ello, fue necesario renunciar a un tiempo de procesamiento demasiado corto e incluir varios componentes, aunque no del todo complejos para conseguir el resultado deseado y no se produjera ningún error.

Finalmente, se llegó al modelo que se puede ver en la *figura 6.24*. Está compuesto por cinco bloques *Constant*, un bloque *If* que evalúa las distintas posibilidades, cuatro bloques *If Action Subsystem* que cuenta con un puerto de entrada, uno de salida, uno de acción y un controlador Fuzzy Logic, tal como se muestra en la *figura 6.25*; un *Matlab Function* que permite la escritura de un código y dos *displays* o monitores.

Los subsistemas permiten que únicamente se ejecute un archivo Fuzzy Logic, de otra manera se ejecutarían los cuatro a la vez, lo cual ralentiza y no optimiza el sistema, más aún si el número de archivos fuera mayor.

No es posible conectar directamente las salidas de los subsistemas con los monitores, pues si de cada uno salen dos variables (únicamente dos serían las correctas que mostrarían el ángulo y la carga) serían ocho variables en total que se estarían enviando únicamente a dos displays y, por tanto, siempre se visualizarían los valores de las dos primeras celdas de variables. La función de Matlab soluciona este problema y permite que se pueda visualizar las estimaciones correctas en los monitores.

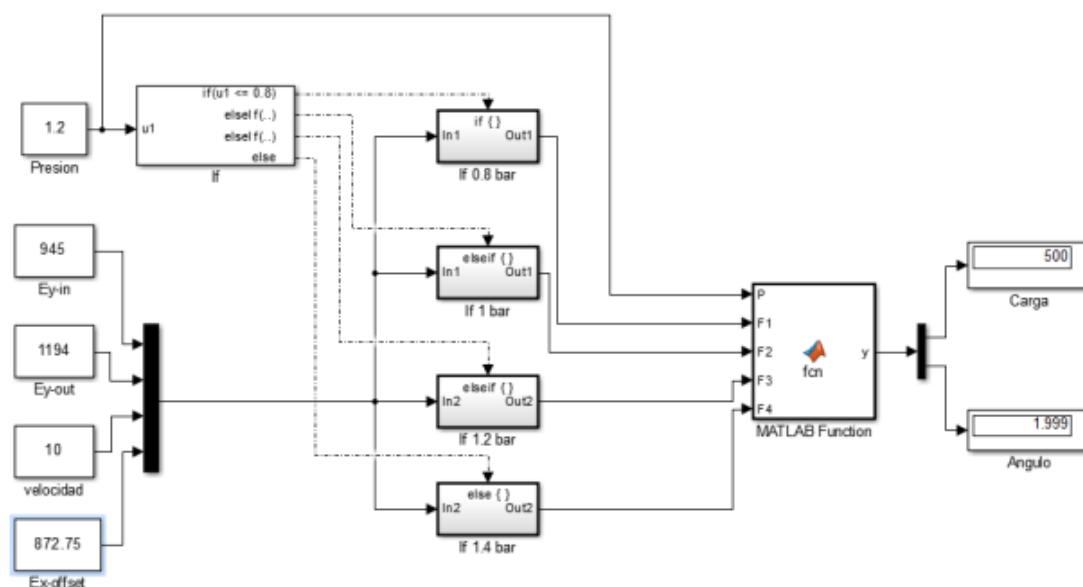


Figura 6.31. Modelo de Simulink unificado para la estimación de la carga y el ángulo a cualquier presión

Las cinco variables de entrada del sistema son introducidas por el usuario y esta información se envía a los cuatro subsistemas de acción con función *if*, en los que están guardados los nombres de los programas relativos a cada presión, respectivamente. A su vez, el dato de la presión se evalúa en un bloque *if* que permite seleccionar a cuál de las cuatro presiones se desea acceder, esto manda una respuesta al puerto de acción del subsistema correspondiente para que el archivo Fuzzy Logic que tiene registrado se ejecute, calcule unas estimaciones de carga y ángulo de deriva y envíe esas variables de salida a una función de Matlab. En esta función se escribe el código que se muestra en la figura 6.26, que determina qué información de los cuatro puertos es la que debe mostrarse finalmente.

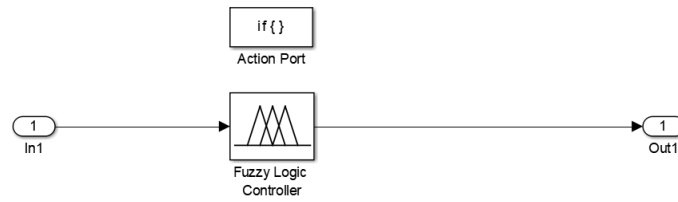


Figura 6.32. Bloque If Action Subsystem de Simulink

```

MATLAB Function
1 function y = fcn(P,F1,F2,F3,F4)
2
3
4 if P<=0.8
5     y=F1; %ejecuta programa de 0.8 bar
6 elseif (P>0.8)&&(P<1.2)
7     y=F2; %ejecuta programa de 1 bar
8 elseif (P>=1.2)&&(P<1.4)
9     y=F3; %ejecuta programa de 1.2 bar
10 else
11     y=F4; %ejecuta programa de 1.4 bar
12 end
  
```

Figura 6.33. Código de la función Matlab del sistema unificado

El modelo podría ser válido para una aplicación de asistencia en viaje donde las variables de entrada fueran conocidas. La velocidad es fácil de conocer del mismo modo que se puede visualizar en un cuentakilómetros, al igual que la presión de los neumáticos. Habría entonces que dotar a los neumáticos de un sistema de galgas o similar para conocer esos datos, que lo recibiera el sistema, realizara una estimación, evaluara mediante otro bloque adicional si se trata de una situación crítica y transmitiera al conductor el posible riesgo de deslizamiento con la calzada bajo esas condiciones.

7. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

En los siguientes apartados se muestran comparaciones entre los valores con los que se trabajaron en los ensayos y las estimaciones de la carga vertical y el ángulo de deriva, obtenidas de simulaciones de casos reales bajo una velocidad y presión determinada del vehículo.

Las simulaciones mostradas se han obtenido organizando los datos de deformación de tal forma que se simule un cambio de dirección progresivo de 0 a 10 grados y viceversa, similar al cambio de trayectoria que podría sufrir un neumático en un trayecto de curvas en zigzag. El cambio en los valores de carga vertical se ha mantenido aleatorio, teniendo en cuenta que es un parámetro que depende de muchos factores, como la transferencia de carga, pero también de otros como las irregularidades de la calzada.

7.1. Presión 0.8 bar

Las simulaciones de la carga vertical (*Figura 7.1*) son en general, bastante similares a los valores de carga del ensayo, tal vez haya mayor diferencia en algunas cargas altas.

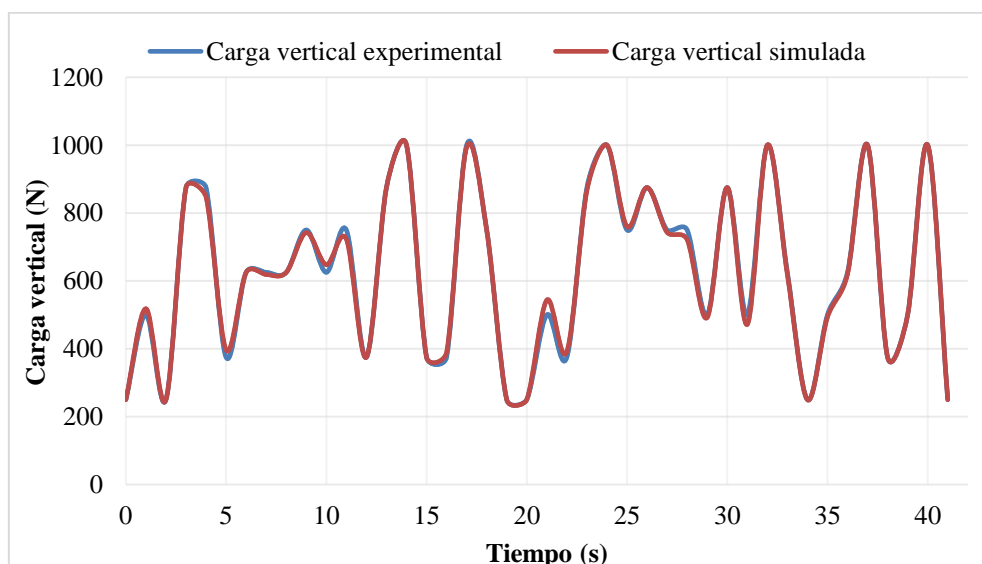


Figura 7.1. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 10 km/h (0.8 bar)

En cuanto a las simulaciones del ángulo (*Figura 7.2*), donde se observa la mayor desviación es entre los ángulos de 0 y 2 grados, ya que los valores de offset de la dirección longitudinal son ambiguos en esas condiciones.

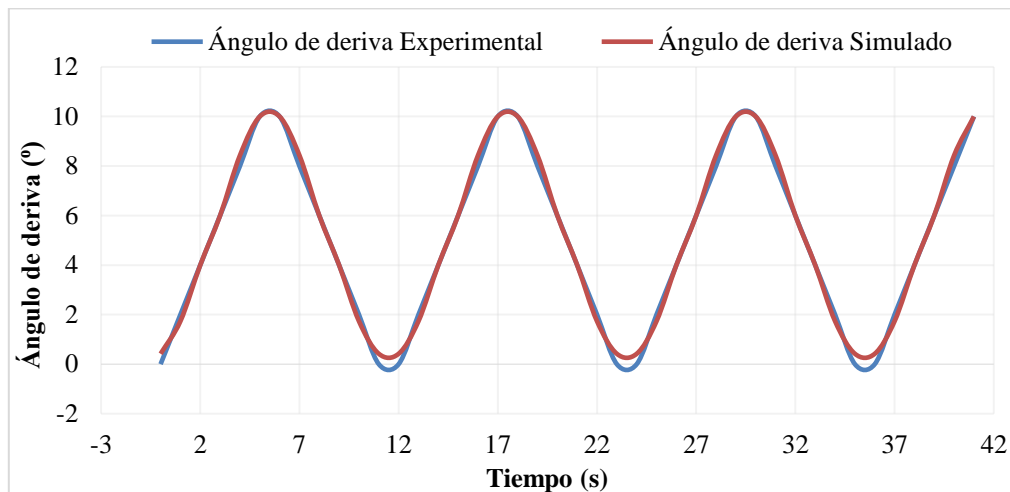


Figura 7.2. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 10 km/h (0.8 bar)

7.2. Presión 1 bar

Las estimaciones de la carga vertical para esta presión es la que más variación presenta de todas (*Figura 7.3*). Es debido al gran solapamiento entre algunas funciones de pertenencia, pero necesario para que el bloque Fuzzy Logic pueda estimar un valor de carga cualesquiera que sean las condiciones de trabajo.

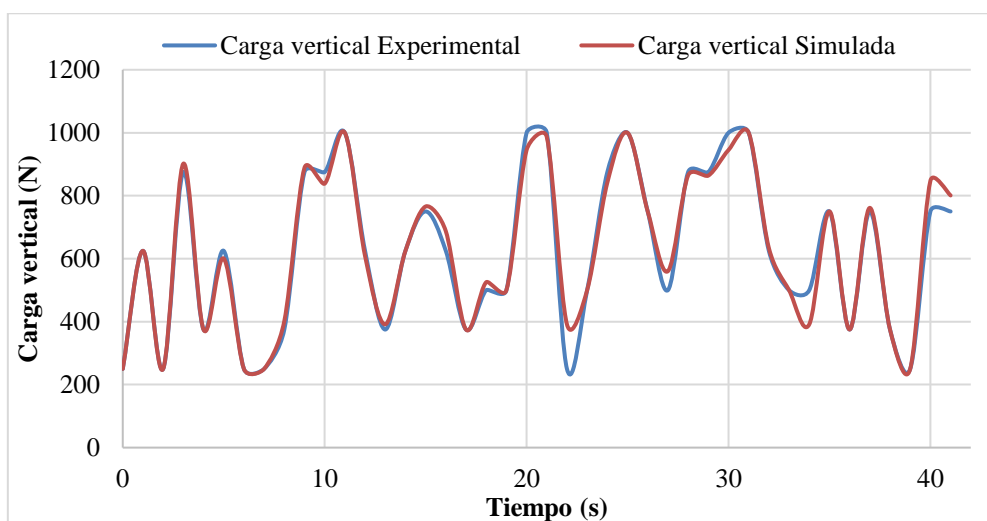


Figura 7.3. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 30 km/h (1 bar)

Las estimaciones del ángulo, sin embargo, son muy ajustadas a los valores experimentales (*Figura 7.4*).

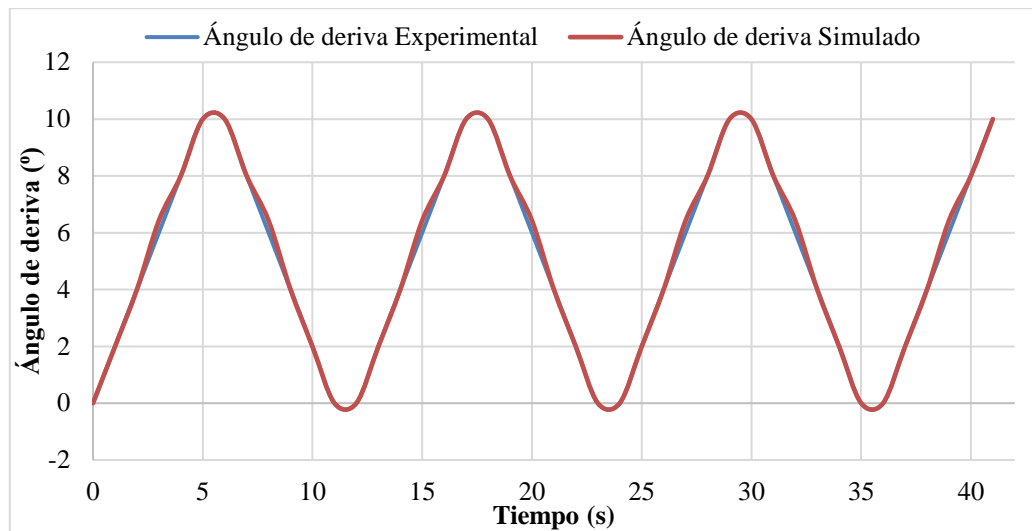


Figura 7.4. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 30 km/h (1 bar)

7.3. Presión 1.2 bar

Los resultados de estimaciones para la carga vertical sufren solo alguna variación con respecto a los valores experimentales para cargas elevadas (*Figura 7.5*).

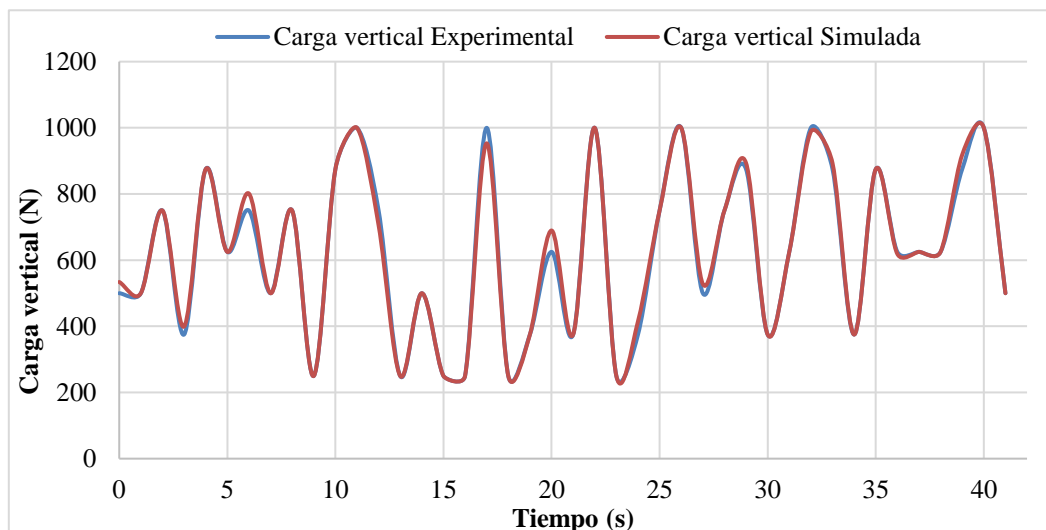


Figura 7.5. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 50 km/h (1.2 bar)

Las estimaciones del ángulo son prácticamente iguales a los ángulos del ensayo (Figura 7.6).

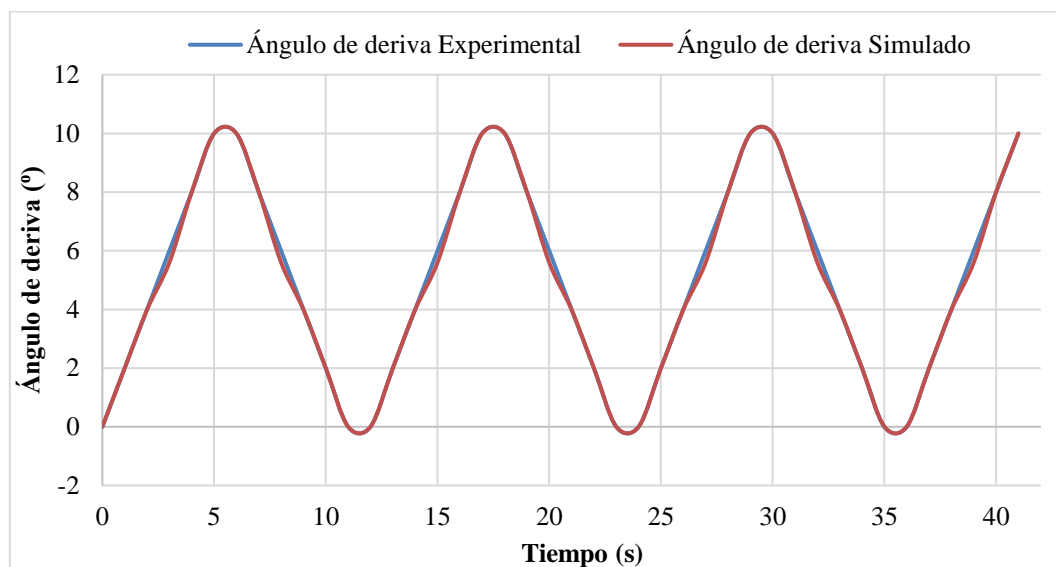


Figura 7.6. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 50 km/h (1.2 bar)

7.4. Presión 1.4 bar

Las estimaciones de carga vertical se desvían en torno a 800 N en cierto momento, pero en general, son bastante correctas (Figura 7.7).

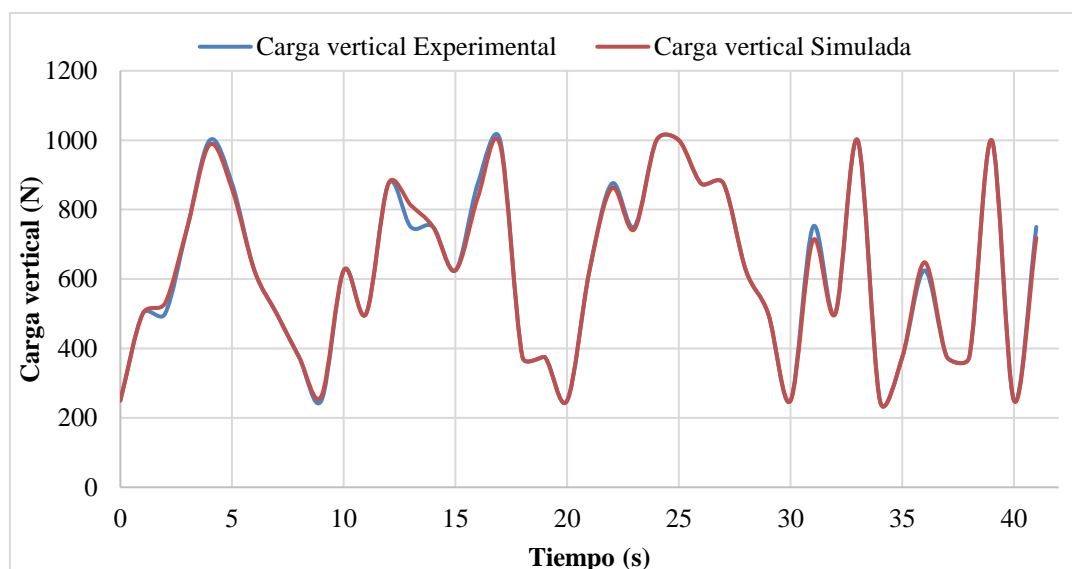


Figura 7.7. Comparación carga vertical experimental vs carga resultante de la simulación para 10 km/h (1.4 bar)

Las estimaciones para el ángulo son muy similares a los valores utilizados en el ensayo (Figura 7.8).

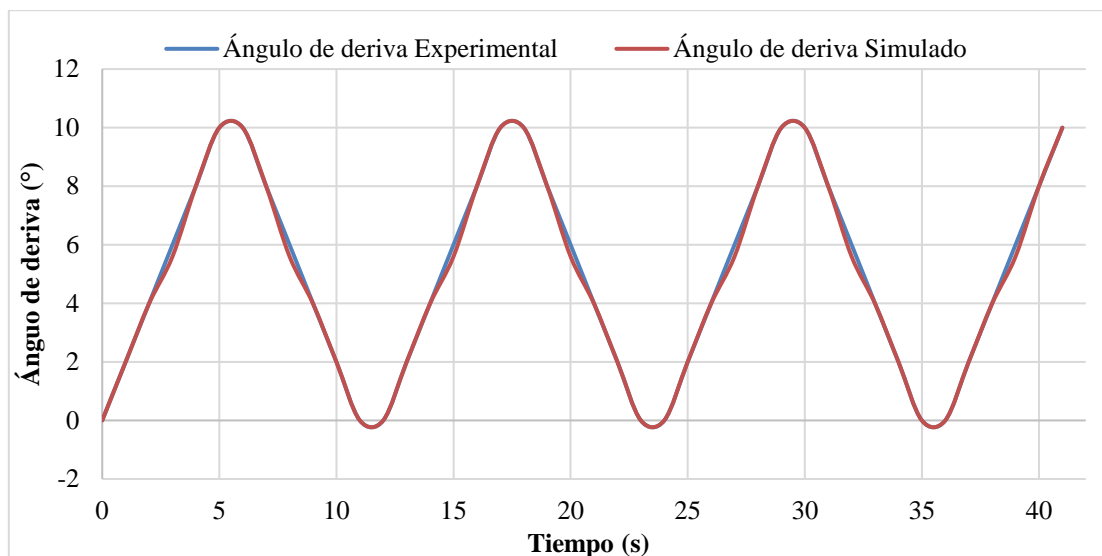


Figura 7.8. Comparación ángulo experimental vs ángulo resultante de la simulación para 10 km/h (1.4 bar)

7.5. Cálculo de errores y tiempo de simulación

El tiempo de simulación se puede definir previamente a las simulaciones. El escogido para este trabajo ha sido de 1 segundo, pues el resultado de la simulación no varía en función del tiempo, al no ser un sistema retroalimentado.

Los errores conseguidos de las simulaciones son los que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 7.1. Errores de las simulaciones

Presión (bar)	Error Carga (%)	Error Carga (N)	Error ángulo (%)	Error ángulo (°)
0.8	1.36	7.66	3.71	0.175
1	4.18	21.93	1.27	0.088
1.2	1.63	10.26	1.16	0.068
1.4	1.06	7.22	2.10	0.137

Se observa que el error de carga para 1 bar y el error del ángulo para 0.8 bar son los más altos, tal como se observaba en las gráficas de las simulaciones.

El objetivo era conseguir unos errores inferiores al 5% y no se supera en ningún caso, por lo que se dan por válidos los bloques implementados en Fuzzy Logic.

8. ESTUDIO ECONÓMICO

En este capítulo se desglosa los costes aproximados para la realización del trabajo, incluyendo los costes de material, equipos, software y personal.

Tabla 8.1. Costes de instrumentación y software

<i>Componentes</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Coste total (€)</i>
Instrumentación del neumático		
Neumático	1	150
Llanta	1	200
Conectores del equipo de adquisición	3	150
Válvulas	3	24
Adhesivo (tubos Loctite)	2	40
Galgas extensiométricas (cajas)	1	150
Cables (rollos)	1	70
Caja de herramientas	1	400
Instrumentación para el ensayo		
Banco de ensayos	1	576
Equipo de adquisición de datos SOMAT 2000	1	2500
<i>Subtotal de instrumentación</i>		4260
Material para el análisis de datos y resultados		
Ordenador portátil	1	500
Licencias de software		
MatLab-Simulink r2016b	1 licencia	400
<i>Subtotal de material informático y software</i>		900

Tabla 8.2. Costes de personal

Personal			
<i>Concepto</i>	<i>Horas</i>	<i>Coste por hora (€/h)</i>	<i>Coste total (€)</i>
Estudiante de Grado	300	15	4500
Ingeniero Superior	70	30	2100
Técnico de laboratorio	90	15	1350
<i>Subtotal de personal</i>			7950

Tabla 8.3. Costes totales

<i>Concepto</i>	<i>Coste (€)</i>
Material de instrumentación del laboratorio	4260
Material informático y software	900
Personal	7950
<i>TOTAL</i>	13110

- El banco de ensayos, incluyendo todos los equipos (controlador de velocidad, bomba hidráulica, actuadores, tambor, motor eléctrico, etc), está valorado en 400000 euros. Se ha calculado el coste proporcional al tiempo de uso teniendo en cuenta que tiene una vida útil de 40 años y que el tiempo que estuvo ocupada la máquina para los ensayos fueron 3 semanas.
- La licencia de MatLab tiene un coste de 6000 € anuales para 15 equipos, como solo se ha utilizado un equipo para el desarrollo del trabajo, el coste se puede establecer en 400 €.
- Las horas del personal se han calculado sabiendo que 1 ECTS equivale a 25 horas de trabajo de un estudiante de ingeniería y que la realización de este trabajo es de 12 ECTS.
- Para las horas invertidas en el laboratorio se han contabilizado unas 50 horas en las que ha estado trabajando el neumático y unas 40 horas de preparación del mismo y pegado de las galgas.

9. CONCLUSIONES

9.1. Conclusiones

Después del análisis de los resultados, los conocimientos y experiencia adquirido en este trabajo, se pueden establecer una serie de conclusiones acerca del comportamiento del neumático bajo ciertas condiciones de trabajo y su deformación en la banda de rodadura:

- Las galgas extensiométricas han demostrado ser elementos de medición fiables, robustos y lo suficientemente precisos para proporcionar información sobre la deformación de la banda de rodadura en condiciones dinámicas.
- Se ha determinado que los puntos más representativos de las curvas de deformación obtenidas para el perímetro del neumático son los que presentan mayor variación con la variación de los parámetros (presión, velocidad, carga vertical y ángulo de deriva). Esos puntos son los dos puntos máximos anteriores y posteriores al contacto con el suelo en dirección lateral de deformación, y el offset (valor de deformación que se registra en los puntos del neumático que no están en contacto con el suelo) en la longitudinal.
- La deformación en dirección transversal se ve muy influenciada por la carga vertical, la velocidad y la presión de inflado.
- La deformación en dirección longitudinal depende mayormente del ángulo de deriva y en menor medida de la velocidad. Se pudo comprobar que el offset en los puntos de la huella que no están en contacto con la calzada no sufre variaciones significativas con el incremento de la carga, solo en el momento de la pisada la carga ejerce influencia en la deformación longitudinal.
- La deformación lateral es inversamente proporcional a la presión: un aumento de la presión supone un aumento también en la rigidez del neumático y una disminución de la deformación en esta dirección. Sin embargo, con la deformación longitudinal no sigue un comportamiento lineal.
- En ninguna de las dos direcciones de deformación se pudo observar una tendencia lineal con la velocidad. Pero la variación que desarrolla es menor a la que se da con la influencia del resto de parámetros.

- La relación en cualquiera de las dos direcciones es prácticamente lineal con la variación de la carga. Tanto en el canal longitudinal como en el lateral, la carga afecta más en los puntos máximos a la entrada de la huella de contacto que a la salida. Se ha visto que la carga afecta más en dirección longitudinal que lateral en el momento de la pisada, ya que el pico de tracción es muy alto y en canal lateral la variación es menos significativa.
- La deformación para ángulos de deriva entre 0 y 2 grados es más inestable.

9.2. Futuros estudios

Para seguir en la misma línea que este trabajo y diseñar un sistema que pueda ser empleado en la asistencia al viaje para mejorar la seguridad y evitar situaciones de riesgo donde se pueda perder el control del vehículo, se proponen algunas mejoras para optimizar y ampliar los resultados del estudio:

- Analizar el efecto de la deformación en la banda de rodadura en ángulos superiores a 10 grados y con velocidades más elevadas.
- Utilizar otros tipos de neumáticos y superficies de rodadura con coeficientes de fricción más bajos, para comparar los resultados y valorar qué tipo de neumático se comporta mejor bajo ciertas condiciones de trabajo.
- Analizar la deformación de otras zonas del neumático, como los flancos, los cuales son esenciales para la absorción de obstáculos y, por tanto, la estabilidad del vehículo.
- Comparar los resultados obtenidos en Fuzzy Logic con otros métodos de estimación, como las Redes Neuronales, para determinar qué método es el más adecuado para este tipo de aplicación.

Bibliografía

1. *Historia del automóvil*. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.] <http://tecnologia-lcp.orgfree.com/Documentos/Historia%20del%20automovil.pdf>.
2. Comisariado Europeo del Automóvil. Seguridad activa y pasiva del vehículo. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.] <https://www.cea-online.es/blog/128-seguridad-activa-y-pasiva-del-vehiculo>.
3. Dirección de transporte CONAE. Manual de información técnica de neumáticos. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.] http://www.fivi.cat/archivos_fivi/manual_llantas.pdf.
4. *Estudio del neumático. Normas de designación*. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.] <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn72.html#seccion3>.
5. Talavera Morán, Jaime. *Estudio experimental de la deformación en el interior de un neumático como fuente de datos para caracterizar su comportamiento dinámico*. Leganés, Madrid : s.n., 2012.
6. *Función de los neumáticos*. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.] <https://www.popgom.es/guia-del-neumatico/funcion-de-los-neumaticos>.
7. *Neumáticos inteligentes para los coches eléctricos y autónomos*. [En línea] 20minutos. [Citado el: 03 de 09 de 2017.] <http://www.20minutos.es/noticia/2980434/0/goodyear-neumaticos-inteligentes/>.
8. *Capítulo 2. Estudio de los neumáticos*. [En línea] [Citado el: 15 de 08 de 2017.] <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/12852/Mem%C3%B2ria.pdf?sequence=2&isAllowed=y>.
9. *Adherencia de la rueda y carga dinámica*. [En línea] [Citado el: 15 de 08 de 2017.] <https://www.km77.com/tecnica/bastidor/carga-rueda/t03.asp>.
10. *Stochastic Models for Tyre Force Estimation: An Overview about Recent Developments and Trends*. Hartung, C., Nuthong, C. y Svaricek, F. Munich, Alemania : 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, 2010.
11. *Active Steering Control Based on The Estimated Tire Forces*. Huh, Kunsoo, y otros. San Diego, California : Proceedings of the American Control Conference, 1999.

12. *Fuzzy Logic based Modelling and Simulation Approach for the estimation of Tire forces*. Jayachandran, R., Ashok, S. Denis y Narayanan, S. s.l. : International Conference on Design and Manufacturing, 2013.
13. *Nonlinear State and Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control*. Ray, Laura R. 3, s.l. : IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1995, Vol. 3.
14. *Prediction of automobile tire cornering forced characteristics by finite element modeling and analysis*. Tönük, Ergin y Ünlüsoy, Y. Samim. Turquía : s.n., 2001.
15. *Deriva-definición-significado*. [En línea] [Citado el: 15 de 08 de 2017.] <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/deriva-definicion-significado/gmx-niv15-con193811.htm>.
16. *Nonlinear Tire Lateral Force versus Slip Angle Curve Identification*. Shiang-Lung, Koo, Tan, Han-Shue y Tomizuka, Masayoshi. Boston, Massachusetts : American Control Conference, 2004.
17. *Real-Time Automotive Slip Angle Estimation with Nonlinear Observer*. Phanomchoeng, G., Rajamani, R. y Piyabongkarn, D. San Francisco : American Control Conference, 2011.
18. *Side slip angle prediction model of an off-road tire on different terrains*. Hajiahmad, A., y otros. Irán : s.n., 2014.
19. *GPS-Based Real-Time Identification of Tire-Road Friction Coefficient*. Hahn, Jin-Oh y Rajamani, Rajesh. 3, s.l. : IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, Vol. 10.
20. *Estimation of lateral tire-road forces and sideslip angle for electric vehicles using interacting multiple model filter approach*. Jin, XianJian y Yin, Guodong. China : s.n., 2015.
21. *Como se mide o identifica un neumático de competición*. [En línea] [Citado el: 16 de 08 de 2017.] <http://www.fedimacompeticion.com/como-se-mide-un-neumatico-de-competicion.html>.
22. Omega. *Galgas extensiométricas*. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.] <http://es.omega.com/prodinfo/galgas-extensiometricas.html>.
23. Idrovo Urgiles, Pablo Xavier y Quintanilla Molina, Luis Miguel. *Aplicación de galgas extensiométricas en el laboratorio de mecánica de materiales de la Carrera de Ingeniería Mecánica para la obtención de deformaciones en elementos sometidos a cargas combinadas*. Cuenca : s.n., 2010.
24. *Beneficios industriales derivados del empleo de galgas extensiométricas bien contrastadas*. [En línea] [Citado el: 02 de 09 de 2017.]

<https://www.hbm.com/es/3697/consejos-y-trucos-ventajas-para-la-industria-derivadas-del-uso-de-las-galgas-extensometricas-tradicionales/>.

25. *Mathworks*. [En línea] [Citado el: 16 de 08 de 2017.] https://es.mathworks.com/products/matlab/why-matlab.html?s_tid=hp_brand_whymatlab.

26. *Sección del controlador difuso*. [En línea] [Citado el: 16 de 08 de 2017.] http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lep/hernandez_b_ii/capitulo4.pdf.

27. Gonzalez Morcillo, Carlos. *Lógica Difusa. Una introducción práctica*.